E. BOTEZ

BAZELE GENERĂRII SUPRAFEȚELOR PE MAȘINILE-UNELTE

Scanned with OKEN Scanner

În prima parte a lucrării este definit scopul funcţional al suprafeţelor piesei (cap. 1) şi se tratează problema generării suprafeţelor teoretice, din punct de vedere matematic, şi a generării suprafeţelor reale, din punct de vedere tehnic (cap. 2 şi cap. 3).

În continuare, în cap. 4, intitulat „Teoria lanţurilor cinematice generatoare" sînt tratate mecanismele a căror totalitate formează lanţurile cinematice care permit generarea suprafeţelor, în anumite condiţii de viteză impuse de teoria aşchierii.

Cap. 5 tratează lanţurile cinematice tehnologice, iar cap. 6, 7, 8, 9 şi 10 analizează cîteva din lanţurile cinematice generatoare ale maşinilor-unelte, ca de exemplu cel de filetare, de detalonare, de rulare, de copiere, de divizare.

Lucrarea, care are un caracter original, se adresează inginerilor şi tehnicienilor, tehnologi şi proiectanţi, conţinînd un material sintetic care permite determinarea caracteristicilor oricărei maşini-unelte şi care dă posibilitatea unei folosiri corespunzătoare a acestora.

Scanned with OKEN Scanner

Prof. ing. EMIL BOTEZ

BAZELE GENERĂRII SUPRAFEȚELOR PE MAȘINILE UNELTE

EDITURA TEHNICĂ
București — 1966

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

PREFAŢĂ

Scopul maşinilor-unelte este de a prelucra piese prin procesul de aşchiere, ceeace a condus la crearea unei foarte mari diversităţi de astfel de maşini, neegalată de nici un alt domeniu al construcţiei de maşini. Multitudinea acestora rezultă în oarecare măsură din tabloul de clasificare ENIMS (Experimentalnîi naucino-issledovatelskii institut metallorejusih stankov), care prevede încadrarea tuturor maşinilor-unelte în aproape o sută de grupe distincte.

Într-adevăr un şeping este cu totul diferit de un strung sau de o maşină de frezat, după cum o maşină de găurit nu are nici o asemănare cu o maşină de rectificat, astfel încît cele 81 de grupe ale clasificării menţionate sînt justificate.

Totuşi în fiecare grupă există numeroase tipuri de maşini-unelte care diferă fundamental între ele, atît din punct de vedere funcţional cît şi constructiv. Ca exemplu, grupa 64 cuprinde toate „maşinile de frezat prin copiere şi de gravat" indiferent de modul în care se face copierea: mecanic, hidraulic, electric sau electronic, indiferent dacă aceste maşini sînt orizontale sau verticale sau dacă copierea se face în coordonate carteziene sau polare; aceste maşini, evident, pot diferi total ca formă şi funcţionare.

Un al doilea exemplu caracteristic este cel al grupei 52 „maşini de prelucrat roţi dinţate conice" care, după cum se ştie, sînt extrem de variate ca tip, funcţie de forma danturii acestora.

Ca urmare, tipurile distincte de maşini-unelte sînt mult mai multe decît numărul grupelor, care poate depăşi cu uşurinţă cifra de 1 000, ceeace nu a permis studierea acestora sub o formă unitară,

Clasificarea zecimală ENIMS a mașinilor-unelte

Mașini de		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Strunjit	1	automate și semiautomate: monoaxe	automate și semiautomate: multiaxe	revolver	găurit	carusel	normale	multi-cuțite	specia-lizate	diferite
Găurit și alezat	2	găurit verticale	semiautomate: monoaxe	semiautomate: multiaxe	în coor-donate	radiale	alezat	alezat cu diamant	găurit orizontale	diferite
Rectificat	3	rotund	interior	degroșat	specia-lizate		ascuțit scule	plan	rodat și lustruit	diferite
Combinate	4	univer-sale	semi-automate	automate					găurit multiaxe	diferite
Roți dințate	5	cilindrice (mortezat)	conice	cilindrice (frezat)	melcate	rotunjit dinți	frezat filet	finisat dantura	rectificat dantura	diferite
Frezat	6	verticale cu consolă	automate	portal	copiat și gravat	verticale fără consolă	de fabricație	univer-sale	orizontale	diferite
Rabotat	7	raboteze: cu o coloană	raboteze: cu 2 coloane	șeping	mortezat	broșat orizontale		broșat verticale		diferite
Tăiat	8	de retezat cu: cuțit	de retezat cu: piatră	de retezat cu: disc	îndreptat și tăiat	ferăstraie cu: panglică	ferăstraie cu: disc	ferăstraie cu: pînză		diferite
Diferite	9	fitingărie și țevi	danturat pile	decojit						diferite

Scanned with OKEN Scanner

nici din punct de vedere constructiv, nici din punct de vedere funcțional. Noi considerăm chiar mai mult, că această diversificare a mașinilor-unelte a frînat elaborarea unei teorii unitare a procesului de așchiere.

*
* *

Cu aproape un secol în urmă, în 1876, academicianul rus A. V. Gadolin, care a demonstrat necesitatea seriilor geometrice de turații pentru mașinile-unelte scria: *

„De exemplu se poate spune că nu există nici un fel de teorie a mașinilor-unelte de lucru. Dacă ne adresăm literaturii din acest domeniu, vedem că ea este uriașă. Dar ce conține oare ea? Descrierea diverselor invenții noi, descrierea a ceea ce există și anumitor îmbunătățiri; aceste lucruri sînt scrise mai ales de oameni care vor ca prin aceasta să răspîndească informații asupra invențiilor făcute de ei, astfel încît lucrul în fond este doar reclamă. Cel puțin trei sferturi din literatură este constituită din reclame, articole scrise cu un anumit scop, fără absolut nici un folos pentru știință. Dar chiar dacă lucrurile nu s-ar prezenta astfel, chiar dacă s-ar putea găsi descrierea unor mașini într-adevăr bune și a unor invenții temeinice nici măcar aceasta nu ar fi știință. Ar fi același lucru cu ceea ce fac acei botaniști care descriu doar plantele, dar nu le studiază nicidecum. Literatura în domeniul construcțiilor de mașini este într-adevăr foarte sărăcăcioasă."

Astăzi frazele de mai sus rămîn parțial încă valabile, deoarece multe tratate de mașini-unelte, mai mult sau mai puțin voluminoase, se rezumă la descrieri de mașini-unelte, de organe ale acestor mașini, de sisteme de automatizare pentru fiecare tip de mașină-unealtă, fiind lipsite de acel ceva comun care să stea la baza proiectării ori cărei mașini-unelte din cele peste 1 000 de tipuri menționate.

Evident toate mașinile-unelte prelucrează prin procesul de așchiere (a cărei teorie totuși variază de la strunjire la frezare sau la

* „Publicațiile societății tehnice ruse și Buletinul de patente" anul 10, fasc. 4, 1876.

rectificare), toate au ghidaje, cutii de viteze și de avansuri, angrenaje și axe principale etc., dar toate aceste cunoștințe nu permit conceperea unei noi mașini decît luînd ca bază o mașină-unealtă mai mult sau mai puțin similară celor existente, care prelucrează piese similare în condiții similare.

Rămîne, după părerea noastră, și astăzi valabilă afirmația lui A. V. Gadolin „... că nu există nici un fel de teorie a mașinilor-unelte ...“

Totuși în acest domeniu s-au făcut pași enormi datorită unor savanți ca G. Schlesinger, F. Schwerd, R. A. Metral, A. Galassini, N. S. Acerkan, G. A. Șaumean, A. A. Fedotenok și alți nenumărați oameni de știință, care au avut numai această preocupare, de a contribui la crearea unei științe a construcției de mașini-unelte.

*
* *

Prezenta lucrare încearcă a se înscrie pe aceeași linie de a contribui la realizarea unei teorii unitare a mașinilor-unelte.

Luînd ca bază faptul că piesele prelucrate pe mașinile-unelte sînt limitate de suprafețe de forme diferite, s-a analizat modalitatea în care aceste suprafețe pot fi generate din punct de vedere teoretic-geometric cît și din punct de vedere real-tehnic al folosirii prelucrării prin așchiere.

Această analiză a dus la concluzia că procesul de așchiere, privit prin prizma proiectantului de mașini-unelte, este un fenomen ciclic, cu faze distincte, în care parametrii cinematici ai săi, viteza de așchiere și mișcarea de avans, apar sub aspecte noi, utile la proiectarea mașinii-unelte și poate utile chiar la îmbunătățirea teoriei procesului de așchiere.

Astfel s-au putut preciza diferențele dintre noțiunile de avans *și* viteza de avans, *noțiuni pe care literatura de specialitate le folosește de multe ori una în locul celeilalte. Precizarea noțiunii viteză de avans are o importanță deosebită pentru constructor, la stabilirea caracteristicilor cinematice și constructive ale mecanismelor care realizează mișcarea de avans.*

Scanned with OKEN Scanner

Pe de altă parte aceeași analiză pune în evidență că scopul primordial al unei mașini-unelte este de a genera suprafețe de cele mai variate forme. În acest scop mașina necesită o cinematică complexă pentru asigurarea obținerii de anumite mișcări pe traiectorii bine precizate, cu viteze ale căror mărimi trebuie să fie sau nu, coordonate între ele.

Obținerea acestor mișcări cu vitezele respective impune folosirea unor anumite mecanisme specifice, a căror totalitate, de la caz la caz, formează un ansamblu — lanțul cinematic — *cu caracteristici funcționale bine definite, prin ecuația și raportul de transfer al acestuia.*

Astfel lanțul cinematic de filetare, evident în mare măsură la strungurile universale, se regăsește la diferite genuri de mașini-unelte ca de exemplu la cele de frezat universale, la mașinile de rectificat filet, la mașinile de prelucrat unele scule, la mașinile de prelucrat roți dințate etc.

Ca urmare, stabilirea unor legi de funcționare a acestui lanț cinematic, permite proiectarea, studierea sau reglarea oricărui lanț cinematic similar de la oricare mașină-unealtă.

Totalitatea lanțurilor cinematice, necesare generării suprafețelor prin așchiere pe mașinile-unelte, a permis elaborarea unei teorii a lanțurilor cinematice generatoare, *teorie care pe lîngă posibilitatea de a fi îmbunătățită și completată în viitor, permite în prezent constructorului de a proiecta ori care gen sau tip de mașină-unealtă, iar tehnologului, de a stabili posibilitățile de utilizare rațională a unei astfel de mașini existente.*

Lucrarea prezintă cele de mai sus și exemplifică aplicabilitatea ei la cele mai uzuale lanțuri cinematice, necesare în generarea unor suprafețe pe mașinile-unelte.

* * *

Consider că lucrarea va fi utilă tuturor celor care proiectează, construiesc sau utilizează mașinile-unelte ca și celor care au orice contigență cu acestea, deoarece ea pune în evidență unitatea acestor

mașini, nu numai prin procesul de așchiere, ci și prin conținutul identic de lanțuri cinematice generatoare.

Ea reprezintă o modestă contribuție la ridicarea nivelului științific al construcției de mașini, atît de necesar ridicării nivelului producției de mașini-unelte, creație a regimului nostru și a cărei dezvoltare impetuoasă este trasată prin Directivele celui de al IX-lea Congres al P.C.R.

AUTORUL

Scanned with OKEN Scanner

1. PIESA ŞI SUPRAFEŢELE EI

1.1. CARACTERUL FUNCŢIONAL AL PIESEI ŞI AL SUPRAFEŢELOR EI

a. **Piesa.** Maşinile, aparatele, instrumentele, instalaţiile de orice fel şi pentru orice scop constau dintr-o îmbinare judicioasă a unor elemente mai simple sau mai complicate ca formă, confecţionate din diferite materiale.

Elementul cel mai simplu, în sensul de a nu mai putea fi descompus decît prin schimbarea formei sale, este denumit *piesă.*

Noţiunea de piesă este mai cuprinzătoare decît noţiunea de organ de maşină, întrucît piesa poate face parte din instalaţii (electrice, hidraulice etc.) care nu sînt maşini, din aparate şi instrumente care, de asemenea, nu se încadrează în noţiunea de maşină, după cum piesa poate fi un obiect din domeniul de larg consum sau o sculă folosită în prelucrarea metalelor, a lemnului, a pămîntului etc.

Piesa se deosebeşte de orice element din natură prin faptul că este o creaţie a genului uman. Ea este concepută şi construită pentru un scop bine definit, util omului, care nu poate fi suplinită de nici un element natural.

b. **Scopul funcţional al piesei.** Piesele pot avea cele mai variate forme, de la cele mai simple, de exemplu, aceea a bilei, pînă la cele mai complicate, cum sînt blocurile cilindrilor de motor, unele matriţe de forjă, batiurile maşinilor-unelte şi altele.

Varietatea formei piesei este determinată, în primul rînd, de scopul funcţional al acesteia în ansamblul agregatului din care face parte. Astfel, o piesă poate avea scopul de a îmbina două sau mai

Scanned with OKEN Scanner

multe piese între ele (şurubul, nitul etc.), de a transmite o mişcare unei alte piese sau unui mediu fluid, pulverulent, granulos etc. (roata dinţată, biela, rotorul pompelor centrifugale, elicea de vapor sau avion, melcii transportori etc.) sau a primi mişcarea (roata dinţată condusă, pistonul motorului, rotorul motorului electric, rotorul turbinelor cu abur, cu apă etc.), de a susţine sau a asigura sporadic o legătură cu o piesă (cîrligul de macara, cuiul din perete, cîrligul de tracţiune al mijloacelor de transport, nasturele de la haină etc.).

În multe cazuri, piesa are scopul funcţional de a asigura posibilitatea de manevrare a unor maşini, aparate sau obiecte ca, de exemplu, mînerele, manivelele, cheile, pîrghiile, roţile de mînă, pedalele de frînă şi accelerare ale maşinilor auto, butonul de sonerie, butonul întrerupătorului de lumină etc.

Exemplificarea poate fi extinsă şi urmată de o clasificare, însă nu acesta este rostul prezentului paragraf, ci de a ajunge la concluzia că scopul funcţional al piesei determină în mare măsură forma acesteia.

În toate cazurile citate, piesa trebuie să aibă o formă corespunzătoare pentru a asigura contactul dintre ea şi alte piese sau

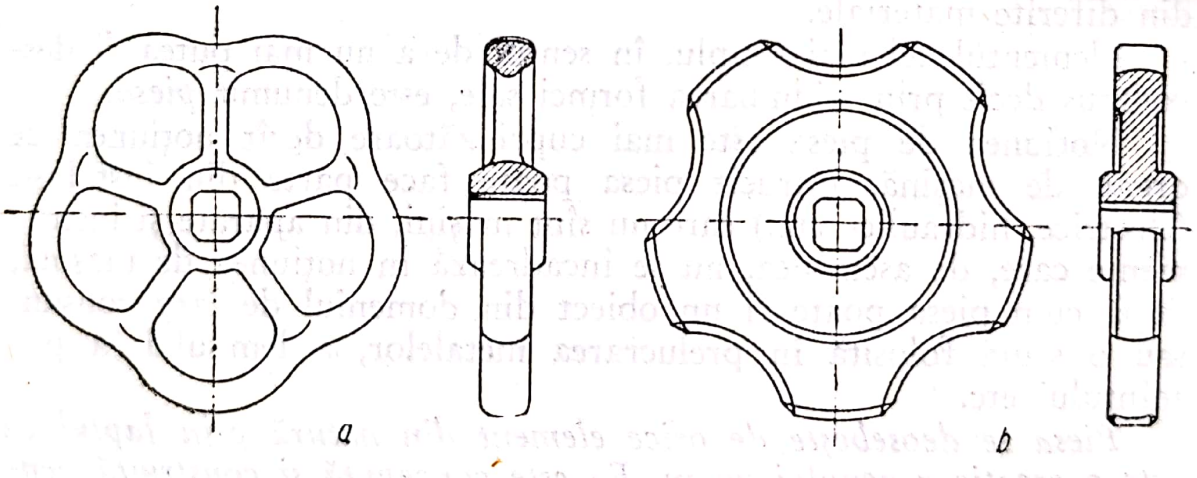


Fig. 1.1. Rotiţă de robinet:
a — turnată; *b* — strunjită.

materiale, sau părţi ale corpului uman, cu care trebuie să conlucreze, adică *forma piesei este determinată, în primul rînd, de scopul ei funcţional.*

Pe lîngă scopul funcţional, forma piesei este influenţată, în mai mică măsură însă, de dimensiunile ei, prin ponderea factorilor de rezistenţă şi economicitate.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel, o roată dințată mică se face plină, în timp ce dacă ea este mare, se concepe cu spițe; un cîrlig pentru sarcini mici se construiește din sîrmă cu secțiune circulară, în timp ce dacă el trebuie să suporte sarcini mari are secțiuni diferite, determinate pe criterii de rezistență.

Tehnologia de fabricație contribuie și ea în oarecare măsură la determinarea formei piesei: o roată de mînă pentru robinet, turnată

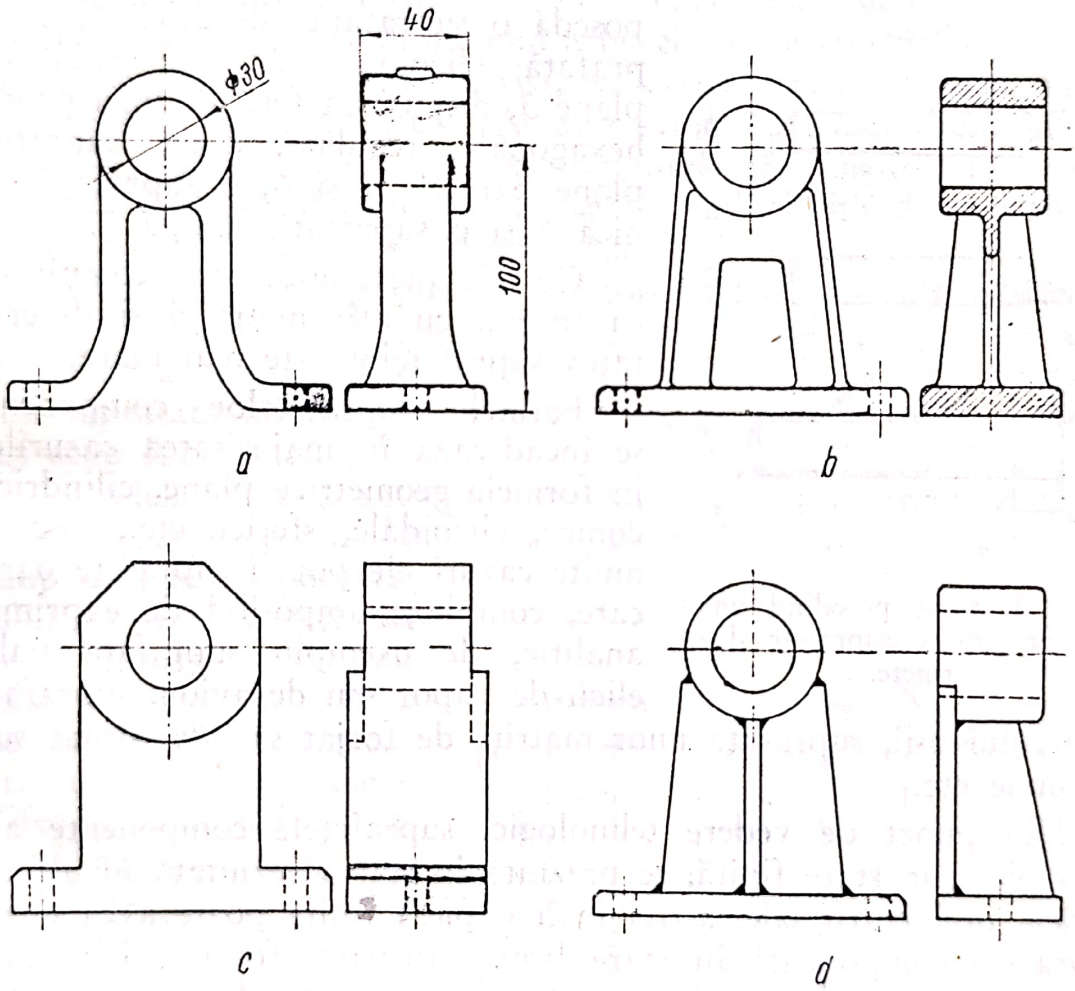


Fig. 1.2. Variante constructive ale unui aceluiași lagăr:
a — forjat; *b* — turnat; *c* — prelucrat din bloc; *d* — sudat.

(fig. 1.1, *a*) diferă destul de mult de roata de mînă prelucrată prin așchiere (fig. 1.1, *b*), cu toate că ambele au același scop funcțional.

În fig. 1.2 se exemplifică cîteva variante constructive ale unui aceluiași suport de lagăr, în funcție de tehnologia de fabricație.

c. **Suprafețele piesei și caracterul funcțional al acestora.** Piesa este un corp solid, limitat de una sau mai multe suprafețe compo-

nente, în genere distincte, totalitatea lor determinînd suprafaţa piesei.

Bila (fig. 1.3, *a*) are o suprafaţă unică, de formă sferică. Cuiul conic (fig. 1.3, *b*) posedă o suprafaţă conică şi două suprafeţe calote sferice. Cuiul cilindric (fig. 1.3, *c*) are o suprafaţă cilindrică, două suprafeţe conice şi două suprafeţe plane.

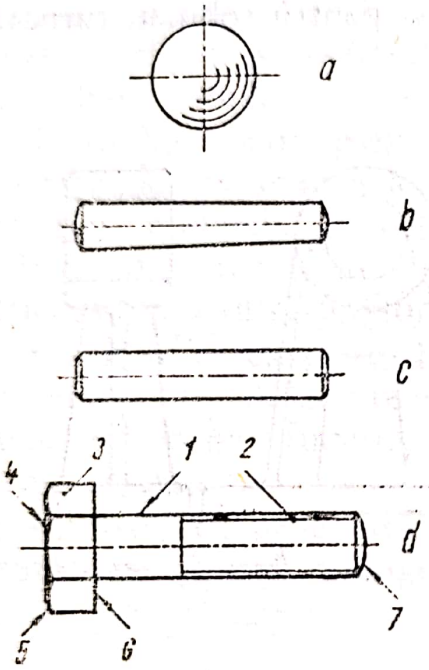


Fig. 1.3. Piese posedînd una sau mai multe suprafeţe distincte.

Şurubul cu cap hexagonal (fig. 1.3, *d*) posedă o suprafaţă cilindrică *1*, o suprafaţă elicoidală *2*, şase suprafeţe plane *3*, dispuse ca feţe ale unei prisme hexagonale regulate, două suprafeţe plane paralele *4* şi *6*, o suprafaţă conică *5* şi o suprafaţă sferică *7*.

Cu cît piesa este mai complicată ca formă, cu atît numărul şi diversitatea suprafeţelor este mai mare.

Formele suprafeţelor componente se încadrează în majoritatea cazurilor în formele geometrice plane, cilindrice, conice, elicoidale, sferice etc., însă în multe cazuri ele pot fi suprafeţe oarecare, complexe, imposibil de exprimat analitic, de exemplu suprafaţa palei elicii de vapor sau de avion, suprafaţa mînerului uşii, suprafaţa unor matriţe de forjat sau de turnat sub presiune etc.

Din punct de vedere tehnologic, suprafeţele componente ale unei piese, în stare finită, se prezintă în starea rezultată în ultima fază a prelucrării sale, astfel încît o piesă finită poate avea unele suprafeţe componente în stare brută (turnată, forjată, laminată, matriţată), în timp ce alte suprafeţe componente ale ei sînt rezultate în urma unor prelucrări prin diverse procedee pînă la starea de finisare, superfinisare sau lustruire.

În fine, în unele cazuri, parte din suprafeţele componente ale piesei se pot prezenta în starea finală protejate prin vopsire, brunare, nichelare etc. sau durificate, prin depuneri de crom etc.

Suprafeţele componente ale unei piese se pot prezenta deci sub diferite forme din punct de vedere geometric şi sub diferite aspecte din punctul de vedere tehnologic al rugozităţii acestora.

Scanned with OKEN Scanner

Cauzele determinante ale diversității de combinații între formele suprafețelor unei piese și rugozitatea acestora rezidă în scopul funcțional al lor, în raport cu mediul sau suprafețele altor piese cu care vin în contact, în poziția și starea de funcționare.

Suprafața unui maneton de arbore cotit, venind în contact cu cuzinetul bielei, trebuie să asigure o mișcare relativă de rotație, cu o frecare minimă.

Partea cilindrică a unui bolț poate juca rol de fus și deci trebuie să îndeplinească aceeași condiție în raport cu cuzinetul piesei care se rotește pe acesta, ca și manetonul arborelui cotit, rezultînd astfel că cele două piese, deși sînt diferite, au aceeași stare de funcționare.

Suprafața unei anvelope de auto vine în contact cu diferite terenuri, contactul cu acestea trebuind să asigure o frecare maximă. Aceeași condiție trebuie să fie îndeplinită de suprafețele în contact a două discuri de ambreiaj.

Arborele cotit al motorului are scopul de a transmite momentul motor în exteriorul acestuia, în timp ce bolțul citat poate avea scopul de a susține o piesă care se rotește pe el. În ambele cazuri însă suprafața cilindrică a manetonului, ca și a bolțului, are același scop funcțional.

În celelalte două exemple, anvelopa roții auto trebuie să asigure mișcarea de translație a vehiculului din care face parte, în timp ce plăcile ambreiajului au rolul funcțional de a transmite sau nu mișcarea circulară între doi arbori. Cele două suprafețe ale acestor piese, diferite ca formă și material, au însă același scop funcțional de a asigura contactul cît mai intim cu suprafețele cu care vin în contact.

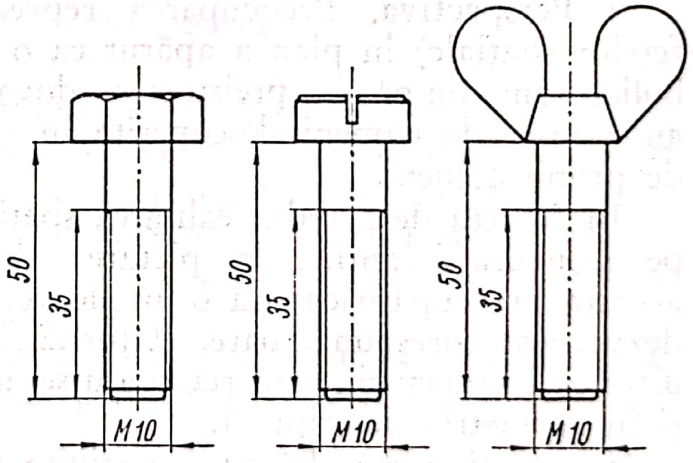


Fig. 1.4. Șuruburi identice cu capete diferite.

Exemplul următor scoate și mai bine în evidență influența scopului funcțional al suprafeței asupra formei acesteia, în cazul unor piese identice ca scop.

În fig. 1.4 sînt reprezentate trei șuruburi identice ca dimensiuni (M10×50), avînd același scop funcțional, de a strînge două piese între ele.

Scanned with OKEN Scanner

Capul fiecărui şurub este însă diferit, deoarece unul se strînge cu cheia, altul cu şurubelniţa, iar ultimul cu mîna. Din această cauză, suprafeţele componente ale acestei părţi a piesei trebuie să aibă formele, dispoziţia şi rugozitatea corespunzătoare modului de contact dintre ele şi suprafeţele pieselor (sau a mîinii) cu care vin în contact.

Forma şi scopul funcţional al suprafeţelor componente ale unei piese au o deosebită importanţă pentru construcţia de maşini-unelte, deoarece totalitatea suprafeţelor piesei în majoritatea cazurilor nu poate fi prelucrată (obţinută) pe o singură maşină-unealtă, printr-o singură operaţie, cum se pot obţine unele piese prin turnare, forjare, laminare, presare.

Din această cauză, ca şi datorită varietăţii rugozităţii cerute suprafeţelor, sînt necesare maşini-unelte diferite, specializate în prelucrarea anumitor forme de suprafeţe (plane, cilindrice, elicoidale etc.) de diferite dimensiuni. Construcţia acestor maşini necesită, în primul rînd, studiul suprafeţelor ce urmează a fi prelucrate şi, în al doilea rînd, studiul formelor pieselor pe care se află aceste suprafeţe.

1.2. REPREZENTAREA SUPRAFEŢELOR

a. **Perspectiva.** Preocuparea reprezentării corpurilor (suprafeţelor spaţiale) în plan a apărut ca o necesitate artistică sau simbolică din timpurile preistorice, dovadă numeroasele desene de animale şi de oameni descoperite în cavernele şi peşterile locuite de primii oameni.

Încercarea de a reda realitatea spaţiului în plan, a preocupat şi pe scenografii antici, la pictarea decorurilor scenice. Ulterior, această preocupare capătă o amploare din ce în ce mai mare şi o dezvoltare corespunzătoare, datorită, în primul rînd, picturii şi ulterior arhitecturii, concretizîndu-se în reprezentarea perspectivă şi în geometria descriptivă.

Perspectiva este definită ca ştiinţa de a reprezenta pe o suprafaţă plană (uneori cilindrică sau sferică) corpurile geometrice ale spaţiului aşa cum le vede ochiul omenesc.

În reprezentarea perspectivă (fig. 1.5) se consideră că între obiectul ce trebuie reprezentat şi ochiul observatorului O se află interpus tabloul transparent *I*.

Razele de lumină care pleacă din toate punctele obiectului spre ochiul observatorului alcătuiesc la intersecţia cu tabloul transpa-

Scanned with OKEN Scanner

rent o imagine care produce asupra observatorului aceeaşi impresie ca şi obiectul observat.

În majoritatea cazurilor, tabloul transparent este plan, de unde denumirea de *perspectivă plană* sau liniară. Dacă tabloul transparent este cilindric, cu axa verticală, perspectiva este cilindrică sau *panoramică*, iar în cazul în care tabloul este sferic, perspectivă sferică sau *oloramică*.

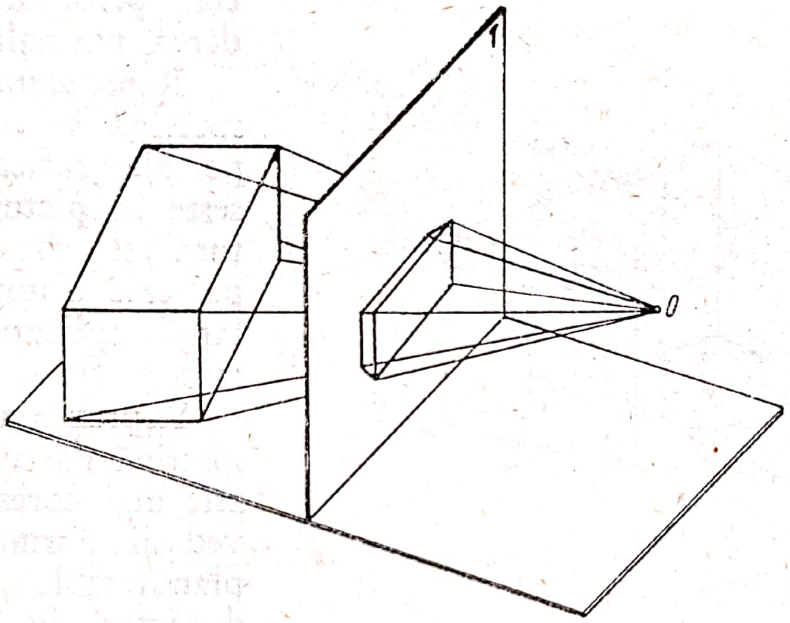


Fig. 1.5. Proiecţie conică.

Proiecţia obiectului pe tablou este o proiecţie conică, deoarece toate razele de lumină converg spre ochiul observatorului, din care cauză acest fel de reprezentare se mai numeşte şi *perspectivă conică*.

Reprezentarea perspectivă nu reuşeşte totuşi să producă asupra observatorului impresia reală pe care o produce în natură, obiectul reprezentat, din mai multe cauze.

În primul rînd, observatorul vede obiectul cu ambii ochi (viziune binoculară) în timp ce perspectiva este monoculară.

Imaginile care se formează pe retina fiecărui ochi sînt diferite între ele, datorită distanţei dintre ochi. Ele sînt transmise creierului care le sintetizează într-o imagine cerebrală unică, avînd relief şi adîncime, ceea ce nu se poate obţine privind o singură imagine plană realizată prin reprezentarea perspectivă.

O imagine cu relief se poate obţine pe cale stereoscopică, privind simultan perspectiva aceluiaşi obiect, făcută din două puncte de vedere diferite, depărtate între ele cu distanţa dintre ochii omeneşti.

Scanned with OKEN Scanner

În al doilea rînd, reprezentarea perspectivă consideră ochiul fix şi privind la infinit, în timp ce în realitate privirea este foarte mobilă, iar ochiul se acomodează singur, funcţie de distanţa diferitelor părţi ale obiectului privit.

În fine, în reprezentarea perspectivă se produce o deformare a muchiilor şi a feţelor obiectului, cînd acestea nu sînt paralele cu planul tabloului, dînd naştere unor imagini torsionate, diferite de cele percepute prin vederea normală.

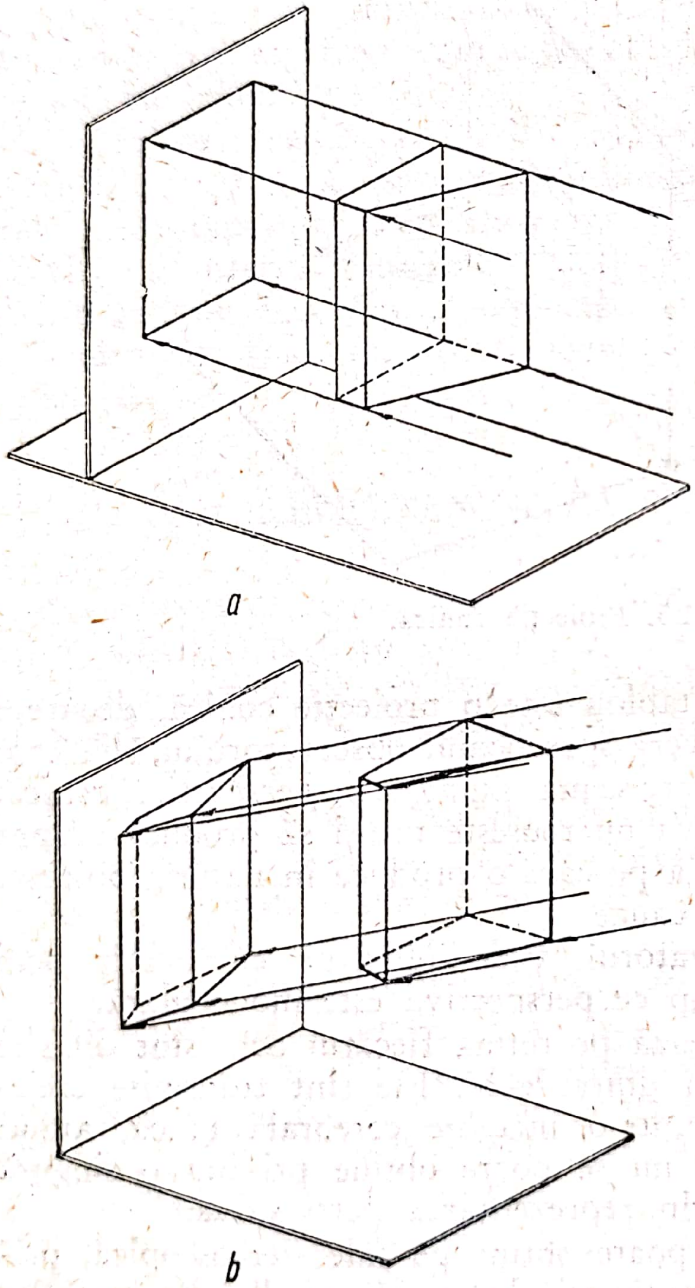


Fig. 1.6. Proiecţie cilindrică:
a — ortogonală; *b* — oblică.

Reprezentarea perspectivă se poate obţine pe cale grafică şi se foloseşte în pictură, arhitectură şi construcţii, sau pe cale fotografică, cu largă aplicaţie în cinematografie şi televiziune.

Reprezentarea perspectivă dă o imagine cu atît mai corespunzătoare vederii normale, cu cît planul tabloului este mai depărtat de ochiul observatorului, deci cu cît obiectul privit care se află în spatele acestui plan este mai depărtat.

Din această cauză, perspectiva conică nu se pretează la reprezentarea pieselor tehnice, în genere de dimensiuni mici.

b. **Geometria descriptivă.** Dacă în perspectiva conică, punctul de vedere (ochiul) se consideră la infinit, razele vizuale devin paralele, proiecţia pe planul tabloului este o proiecţie cilindrică, care poate fi ortogonală, dacă razele

vizuale sînt normale pe acest plan (fig. 1.6 *a*), sau oblică, dacă ele cad sub un unghi oarecare (fig. 1.6, *b*).

Cu reprezentarea obiectelor în aceste condiții se ocupă *geometria descriptivă*.

Între proiecția cilindrică și cea conică există deosebiri esențiale, care fac ca prima să aibă o largă utilizare în reprezentarea tehnică a suprafețelor.

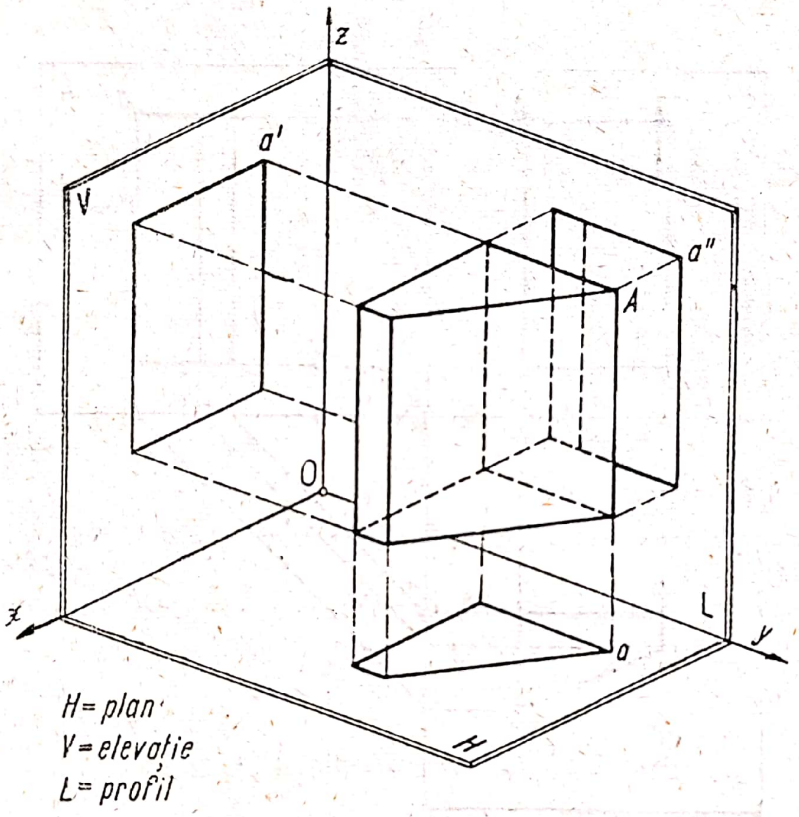


Fig. 1.7. Proiecție ortogonală, triplă.

Astfel, cea mai importantă deosebire constă în faptul că razele de proiecție fiind paralele, mărimea conturului obiectului proiectat pe plan este aceeași, indiferent de distanța dintre acesta și plan; ca urmare, obiectul poate fi plasat oricît de aproape de planul pe care se face proiecția.

Dar, în cazul proiecției cilindrice, efectul de perspectivă este complet anulat, un același contur proiectat putînd corespunde unui număr de corpuri diferite ca formă.

Pentru a elimina posibilitatea de confuzie, în geometria descriptivă se folosește tripla-proiecție a obiectului, pe trei plane ortogonale (fig. 1.7), denumite plan *orizontal H*, *vertical V* și de *profil* sau lateral *L*, proiecțiile din aceste plane fiind denumite:

orizontală (sau în plan), verticală (sau elevaţie) şi de profil (sau laterală).

Rabatarea celor două plane H şi L în planul vertical, prin rotire în jurul axelor Ox, respectiv Oz, conduce la obţinerea celor trei proiecţii pe un singur plan (fig. 1.8).

O astfel de reprezentare a corpurilor necesită din partea celui care priveşte desenul o încordare cerebrală, pentru a reface mintal

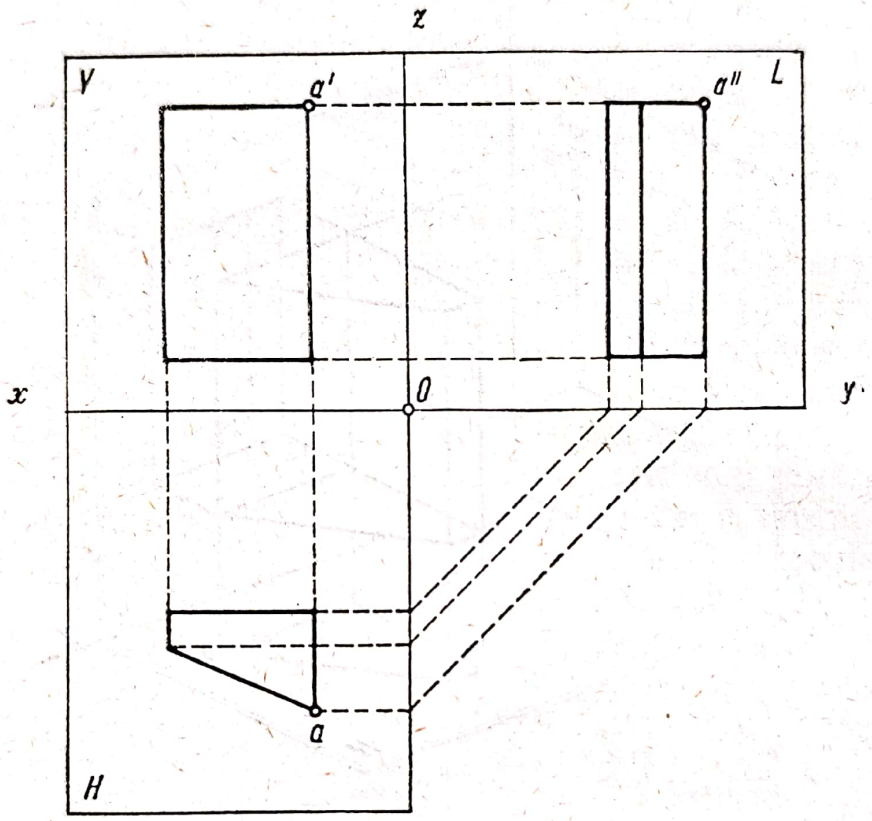


Fig. 1.8. Proiecţie ortogonală triplă, desfăşurată.

forma spaţială a obiectului reprezentat, din care cauză citirea unui astfel de desen nu poate fi făcută decît de persoanele care şi-au format acest simţ, în decursul timpului.

În scopul uşurării perceperii spaţiale a obiectului astfel reprezentat se recurge la *reprezentarea axonometrică*, a celor trei proiecţii pe un plan axonometric (fig. 1.9) care taie cele trei plane H, V şi V' după dreptele AB, BC şi CA.

Pe planul axonometric ABC, originea axelor de coordonate se proiectează în ω, după o direcţie $O\omega$, care poate fi normală pe planul axonometric (proiecţie axonometrică ortogonală) sau nu (proiecţie axonometrică oblică).

Scanned with OKEN Scanner

Axele de coordonate se proiectează în ωA, ωB, respectiv ωC. Unitatea de măsură u egală pe cele trei axe Ox, Oy, Oz se proiectează în u_x, u_y și u_z, mărimile lor fiind funcții de unghiurile α, β și γ dintre axele de coordonate și proiecțiile lor.

Dacă cele trei unghiuri sînt diferite între ele, și proiecțiile unităților de măsură sînt diferite, proiecția se denumește *anizometrică*. Dacă două unghiuri sînt egale, proiecția este denumită *dimetrică*

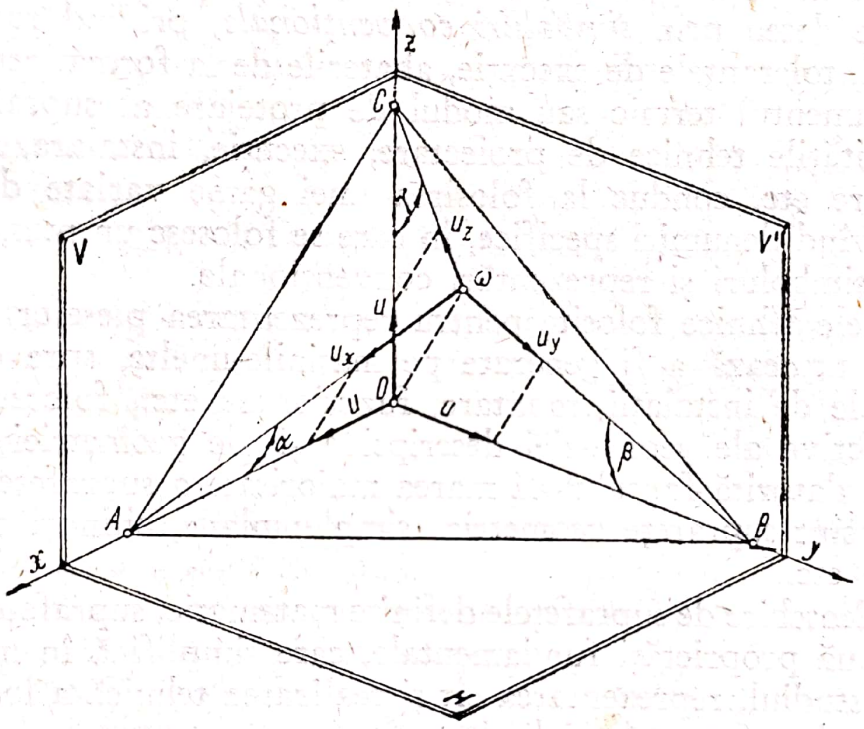


Fig. 1.9. Reprezentare axonometrică.

și în cazul în care toate unghiurile au aceeași mărime, proiecția este *izometrică*.

Reprezentarea axonometrică are o utilizare restrînsă în tehnică.

c. **Desenul tehnic.** În tehnică, pentru reprezentarea pieselor în plan se folosește ca bază proiecția triortogonală cilindrică a geometriei descriptive, în multe cazuri simplificată prin folosirea unor reprezentări convenționale.

Acest mod de reprezentare conduce la obținerea *desenului tehnic*, singurul mijloc eficient de transpunere în plan a concepției proiectantului și de transmitere a acesteia către alți tehnicieni.

Desenul tehnic trebuie să asigure nu numai reprezentarea formei piesei sau a suprafeței, ci și dimensiunile acestora, în care scop se folosește un sistem de cotare, avînd ca unitate de măsură, în domeniul construcției de aparate și mașini, milimetrul.

Scanned with OKEN Scanner

În cazurile în care piesa este mare, reprezentarea ei ar duce la desene de dimensiuni care nu pot fi manevrate uşor. Ca urmare se folosesc *reprezentări la scări* de reducere 1:*n*, ceea ce înseamnă că unitatea de măsură este a *n*-a parte dintr-un milimetru. Dacă piesele sînt prea mici, desenul nu rezultă suficient de clar, caz în care reprezentarea se face la o scară mărită, unitatea de măsură fiind de un număr oarecare de ori mai mare decît milimetrul.

Pentru execuţia piesei sînt necesare şi indicaţii tehnologice care se înscriu pe desen prin *simboluri convenţionale*, privind rugozitatea suprafeţei, toleranţele de execuţie, abaterile de la formă, centricitate etc., tratamentul termic sau modul de protejare al suprafeţei etc.

Necesităţile tehnice de proiectare, execuţie, instalare, montare, funcţionare etc. conduc la folosirea unei game variate de desene tehnice avînd denumiri specifice, în care se folosesc un număr foarte mare de simboluri şi reprezentări convenţionale.

Desenele tehnice folosite pentru reprezentarea pieselor ale cărei suprafeţe urmează a fi generate pe maşinile-unelte, spre deosebire de desenele de instalaţii, montare, funcţionare etc., folosesc calităţile proiective ale geometriei descriptive şi ale geometriei plane şi în spaţiu, datorită faptului că marea majoritate a suprafeţelor acestor piese sînt suprafeţe geometrice simple: plane, cilindrice, conice, elicoidale etc.

Spre deosebire de suprafeţele definite matematic, suprafeţele pieselor au două proprietăţi fundamentale, care simplifică în mare măsură atît studiul, reprezentarea cît şi realizarea tehnică a lor: *suprafeţele pieselor sînt reale şi limitate*.

Scanned with OKEN Scanner

2. GENERAREA TEORETICĂ A SUPRAFEŢELOR

2.1. GEOMETRIA GENERĂRII

a. **Suprafaţa teoretică.** Din punct de vedere matematic, suprafaţa este considerată ca o pînză fără grosime, separînd două spaţii distincte, fără a aparţine nici unuia dintre acestea.

b. **Generarea suprafeţei teoretice.** O suprafaţă poate fi considerată ca rezultînd prin unul dintre următoarele moduri:

— deplasarea în spaţiu a unui punct în anumite condiţii;
— intersecţia a două corpuri;
— înfăşurătoarea unui corp care se deplasează în spaţiu;
— deplasarea unei curbe în spaţiu.

Pentru studiul generării suprafeţelor pe maşinile-unelte se pretează cel mai bine ultimul mod de a considera această generare. Definiţia completă în acest caz este:

O suprafaţă poate fi generată de o curbă prin deplasarea ei în spaţiu, după o lege oarecare, schimbîndu-şi sau nu forma.

Suprafaţa generată este locul geometric al poziţiilor succesive ale curbei în timpul mişcării.

Curba care generează suprafaţa este denumită *generatoare*.

În timpul deplasării curbei generatoare, un punct M oarecare al acesteia descrie o traiectorie denumită *directoare*.

Generatoarea ca şi directoarea, în cazul general, sînt curbe strîmbe.

Cele două categorii de curbe nu se pot exprima analitic decît în cazurile particulare. Majoritatea suprafeţelor utile din punct de vedere tehnic şi în special a celor care se prelucrează pe maşinile-unelte sînt generate de curbe generatoare şi directoare plane. Aceasta se datoreşte şi faptului că reprezentarea pieselor în desenul tehnic se face într-un sistem de proiecţie triortogonal.

Scanned with OKEN Scanner

Din aceste cauze, care uşurează în mare măsură studiul generării suprafeţelor, vom considera, în cele ce urmează, cazul în care cele două curbe sînt plane ca un caz general pentru generarea suprafeţelor pe maşinile-unelte şi cazurile în care una din curbe sau ambele sînt curbe spaţiale drept cazuri particulare, ca fiind mai puţin frecvente decît celelalte.

Cu toate că în majoritatea cazurilor curba generatoare, materializată prin muchia aşchietoare a sculei, este o curbă strîmbă, spaţială, menţinerea drept caz general cel al curbelor plane este posibilă, datorită faptului că la proiectarea muchiei aşchietoare a acestor scule se ia ca bază forma curbei generatoare plane. Unele amănunte în această privinţă sînt date în paragraful 3.1.

Ca urmare vom considera pentru cazul general al generării suprafeţelor pe maşinile-unelte că generatoarea G este plană şi se află într-un plan denumit *plan al generatoarei*, notat prin Γ, iar curba directoare D, de asemenea plană, se află în *planul directoarei* Δ.

Cele două curbe pot fi algebrice, deci exprimabile analitic, dar pot fi şi curbe oarecare ce nu pot fi cuprinse într-o expresie matematică.

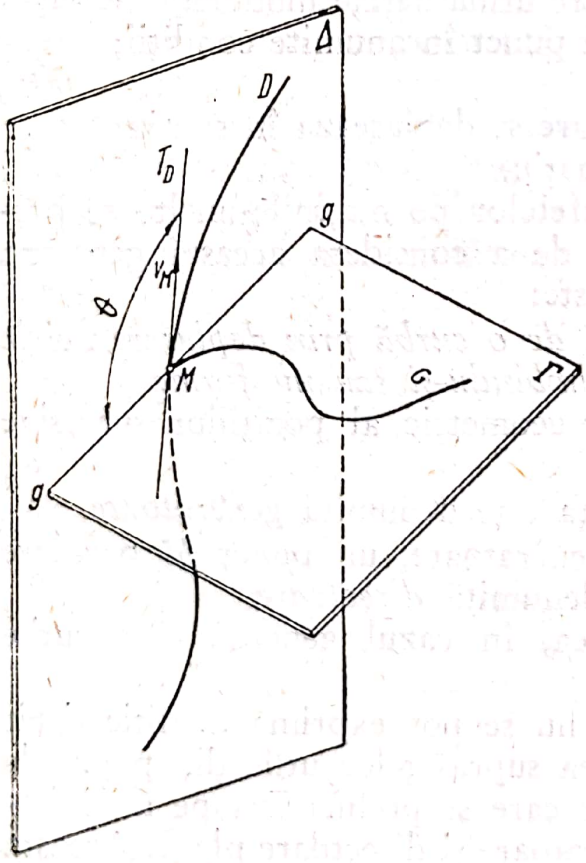


Fig. 2.1. Generarea unei suprafeţe.

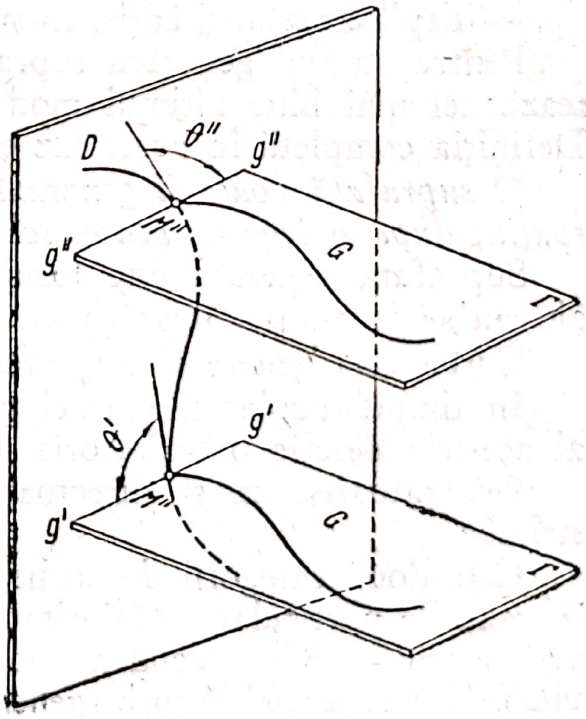


Fig. 2.2. Deplasarea planului generatoarei paralel cu el însuşi.

În majoritatea cazurilor cele două curbe nu-şi schimbă forma în timpul generării. Totuşi, la generarea unor suprafeţe complexe, una dintre aceste curbe, şi anume generatoarea poate varia ca formă în timpul deplasării sale pe curba directoare.

Planul Γ al generatoarei este totdeauna normal pe planul Δ al directoarei (fig. 2.1), iar urma gg a planului generatoarei pe planul directoarei face unghiul θ cu tangenta T_D la directoare, în punctul de sprijin M al generatoarei pe aceasta.

Generarea suprafeţei rezultă în acest caz prin deplasarea planului Γ pe planul Δ aşa fel încît tot timpul acestea să fie ortogonale, iar punctul M al generatoarei G să se mişte pe directoarea D.

Unghiul θ dintre tangenta la directoare şi urma gg a planului directoarei poate fi constant sau variabil în timpul deplasării planului Γ.

În primul caz, $\theta = \text{const}$, unghiul poate avea orice mărime, însă de obicei este de 90°, deci urma planului generatoarei coincide cu normala la curba directoare în punctul M. Datorită constanţei unghiului θ, parametrii vitezei de deplasare a planului (mărime, sens, constanţă) nu influenţează forma suprafeţei generate.

Dacă unghiul θ variază în timpul deplasării planului generatoarei, atunci forma suprafeţei generate este funcţie de legea de variaţie a acestuia şi a vitezei de deplasare, cu excepţia cazului în care cele două legi de variaţie au un parametru comun. În generarea suprafeţelor pe maşinile-unelte se întîlnesc două astfel de cazuri, în care legea de variaţie a unghiului θ rezultă din condiţia:

— deplasării planului generatoarei paralel cu el însuşi (fig. 2.2) sau:

— rotirii planului generatoarei în jurul dreptei δ normală pe planul directoarei şi conţinută (fig. 2.3) sau nu în planul generatoarei.

În ambele cazuri, deoarece mărimea unghiului θ depinde de

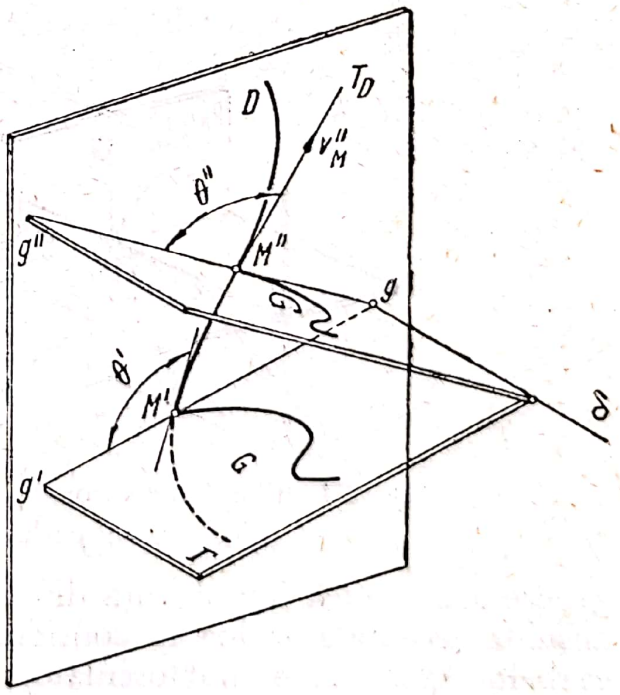


Fig. 2.3. Rotirea planului generatoarei în jurul axei δ.

poziția planului generatoarei, legea de variație a sa depinde de legea de variație a vitezei planului generatoarei și, ca urmare, parametrii vitezei de translație sau rotație ai acestui plan nu influențează forma suprafeței generate.

În toate cazurile s-a considerat curba generatoare ca invariabilă din punctul de vedere al formei sale. Dacă ea schimbă de formă în timpul deplasării planului său, atunci pentru toate cazurile studiate, forma suprafeței este funcție de modul de variație a formei generatoarei.

Generarea suprafețelor pe mașinile-unelte folosește și astfel de cazuri, cu generatoare variabilă ca formă în planul său, plan care se deplasează paralel cu el însuși sau se rotește în jurul unei drepte, de exemplu la generarea suprafețelor complexe. În aceste cazuri se elimină influența vitezei de deplasare a planului generatoarei printr-o deplasare intermitentă a acesteia, în timpul căreia nu are loc procesul de generare a suprafeței.

Unele suprafețe ale pieselor nu pot fi generate în nici unul din cazurile precedente, în care cele două curbe, generatoarea și directoarea, sînt curbe plane. Astfel este cazul suprafețelor elicoidale, a danturilor unor roți conice (eloidale, paloidale), a unor suprafețe detalonate etc., la care directoarea este o curbă spațială.

Curba directoare se poate exprima analitic în aceste cazuri într-un sistem de coordonate triortogonal sau cilindric, ceea ce în

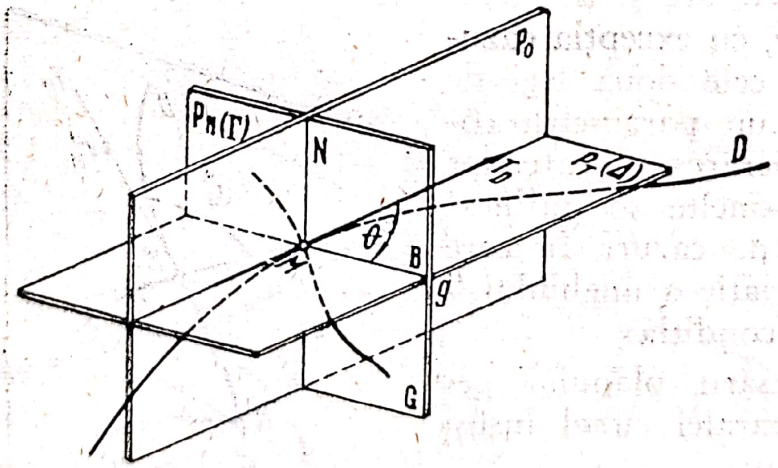


Fig. 2.4. Planul osculator P_O, tangent P_T și normal P_N la o curbă strîmbă.

genere are o mică importanță din punct de vedere practic, însă este absolut necesar a se lua în considerare cele trei plane caracteristice curbelor spațiale: planul osculator P_O, planul tangent P_T și planul normal P_N (fig. 2.4) pentru a putea preciza poziția curbei generatoare.

Scanned with OKEN Scanner

Intersecţia planului osculator cu planul tangent determină tangenta T_D la curba directoare.

Planul normal P_N la curbă conţine normala N la curbă, rezultată ca intersecţie dintre acesta şi planul osculator P_O, precum şi binormala B, ca intersecţie cu planul tangent P_T.

Dacă în planul normal se află o curbă generatoare G care trece prin punctul M de intersecţie al celor trei plane, atunci prin deplasarea acestui triedru osculator se va genera o suprafaţă avînd ca directoare curba spaţială D şi ca generatoare curba plană G.

În acest caz, planul tangent P_T are rolul planului Δ al directoarei D din fig. 2.1, iar planul normal P_N, acel al planului Γ al generatoarei G. Binormala B corespunde liniei de intersecţie gg dintre cele două planuri.

Datorită faptului că tangenta T_D la curba generatoare este totdeauna normală pe planul normal, deci unghiul dintre acesta şi intersecţia gg a celor două plane este totdeauna drept, unghi corespunzător unghiului θ din cazul generării cu directoare plană, generarea suprafeţei se încadrează în cazul studiat în care $\theta = 90° = \text{const.}$

Dacă unghiul θ este diferit de 90°, atunci planul generatoarei va fi diferit de planul normal, plan cu care se intersecta însă după normala N.

În ceea ce priveşte influenţa vitezei de deplasare a generatoarei, deci a vitezei triedului osculator pe directoare, precum şi constanţa sau variabilitatea formei generatoarei asupra formei suprafeţei generate, acestea au aceleaşi urmări ca şi în cazul în care directoarea este curbă plană.

2.2. GENERATOAREA

a. **Curba generatoare.** Curbele generatoare ale suprafeţelor pieselor pot avea cele mai variate forme, de la cea mai simplă — linia dreaptă — (fig. 2.5, *a*) pînă la curbe ce nu pot fi exprimate analitic (fig. 2.5, *b*).

Din punctul de vedere al complexităţii generatoarelor, ele pot fi grupate în:

— curbe generatoare simple, a căror formă este determinată printr-o singură curbă plană, exprimabilă analitic: dreapta din fig. 2.5, *a*, cercul din fig. 2.5, *b*, evolventa din fig. 2.5, *c* şi mai rar elipsa sau alte curbe conice sau ciclice;

Scanned with OKEN Scanner

— curbe generatoare compuse, în forma cărora intervin un număr oarecare de drepte şi curbe plane analitice: profilul filetului din fig. 2.5, *d*, profilul canelurii din fig. 2.5, *e*, profilul danturii cicloidale din fig. 2.5, *f*, profilul unui mîner din fig. 2.5, *g* etc.;

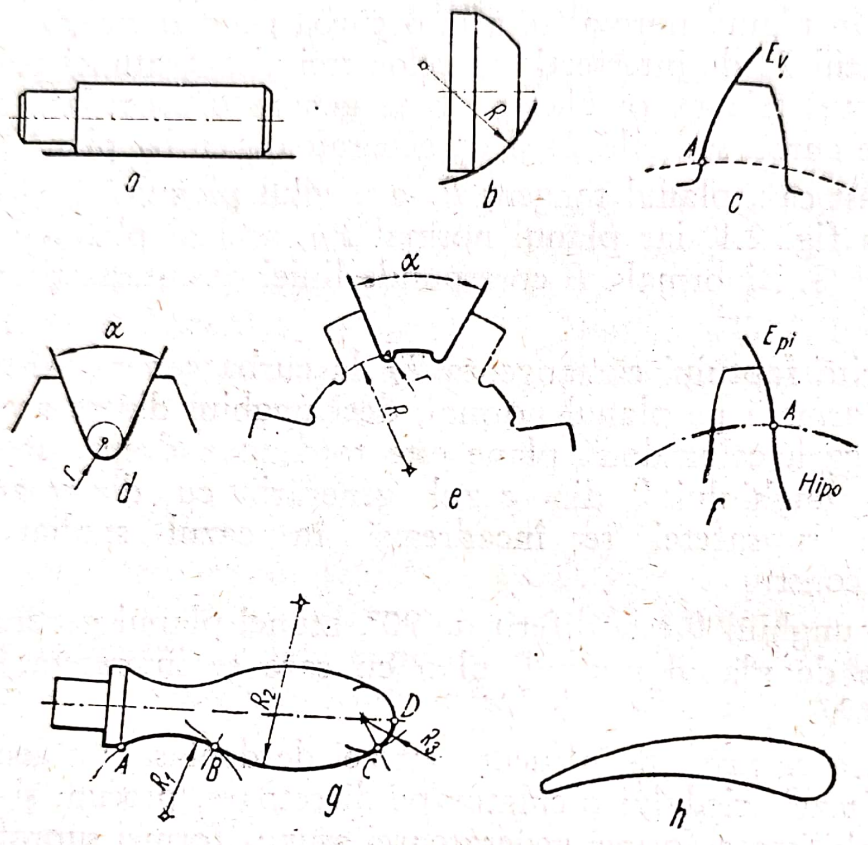


Fig. 2.5. Curbe generatoare:
a, *b*, *c* — simple; *d*, *e*, *f*, *g* — compuse; *h* — neanalitice.

— curbe generatoare neanalitice, exprimabile numai prin coordonate: profilul palelor de elice (fig. 2.5, *h*), al unor melci, al unor matriţe etc. Dificultăţile de realizare practică duc în multe cazuri la înlocuirea lor prin curbe generatoare compuse din arce de cerc şi drepte, care aproximează mai mult sau mai puţin curba generatoare neanalitică.

Din punctul de vedere al realizării, curbele generatoare pot fi materializate prin muchia aşchietoare a sculei sau pot fi obţinute pe cale cinematică.

b. **Generatoarea materializată.** În procesul de generare a suprafeţelor pe maşinile-unelte, curba generatoare poate fi materializată prin forma muchiei aşchietoare a sculei, dacă unghiul de degajare

γ este nul, sau prin proiecţia muchiei aşchietoare pe planul generatoarei, cînd unghiul γ are o valoare oarecare diferită de zero.

Fig. 2.6 exemplifică cazul ultim, în care $\neq 0$, generatoarea G în planul său Γ are o formă curbă oarecare AMB, rezultînd ca proiecţie $A'MB'$ a muchiei aşchietoare a sculei.

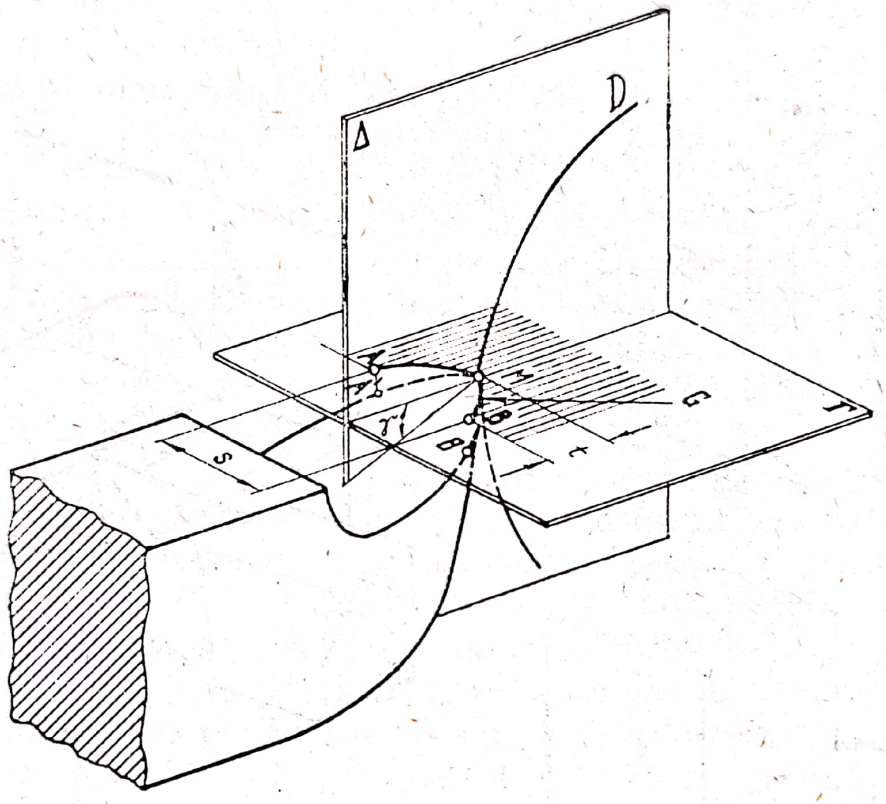


Fig. 2.6. Generatoare materializată prin muchia aşchietoare $A'MB'$ sau prin proiecţia ei AMB.

Fig. 2.7 exemplifică două cazuri concrete de generare a unor suprafeţe prin strunjire (fig. 2.7, *a*) şi prin rabotare (fig. 2.7, *b*), cu generatoare compuse din drepte şi arce de cerc, materializate prin muchia aşchietoare a cuţitului de strung şi de raboteză.

Materializarea generatoarei prin muchia aşchietoare a sculei este posibilă numai în cazurile în care lungimea acesteia nu este prea mare, deoarece cu creşterea lungimii muchiei aşchietoare apar probleme dificile de rezolvat din punct de vedere tehnic în ceea ce priveşte construcţia sculei şi întreţinerea ei (reascuţirea). Pe de altă parte, creşterea lungimii muchiei aşchietoare atrage după sine creşterea efortului de aşchiere, care influenţează însăşi construcţia maşinii-unelte.

Din aceste cauze, lungimea muchiei aşchietoare a sculei, în genere, nu poate materializa lungimile generatoarelor folosite în

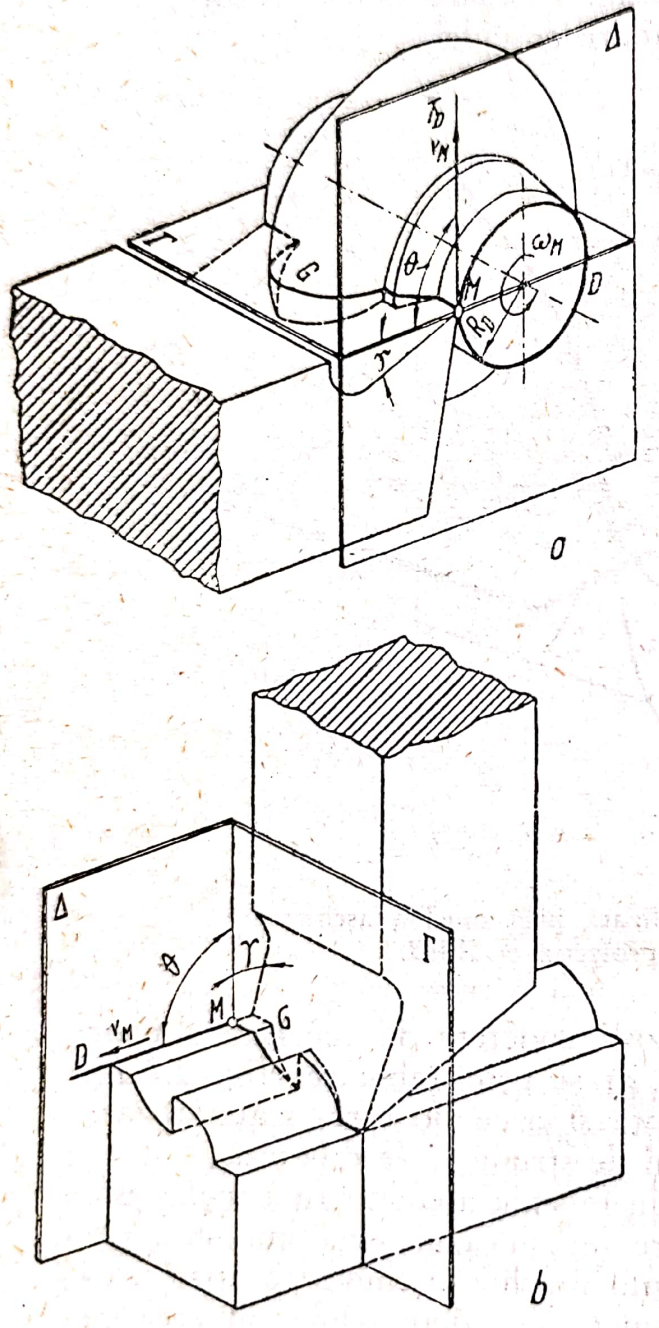


Fig. 2.7. Generatoare materializate:
a — în cazul strunjirii; *b* — în cazul rabotării.

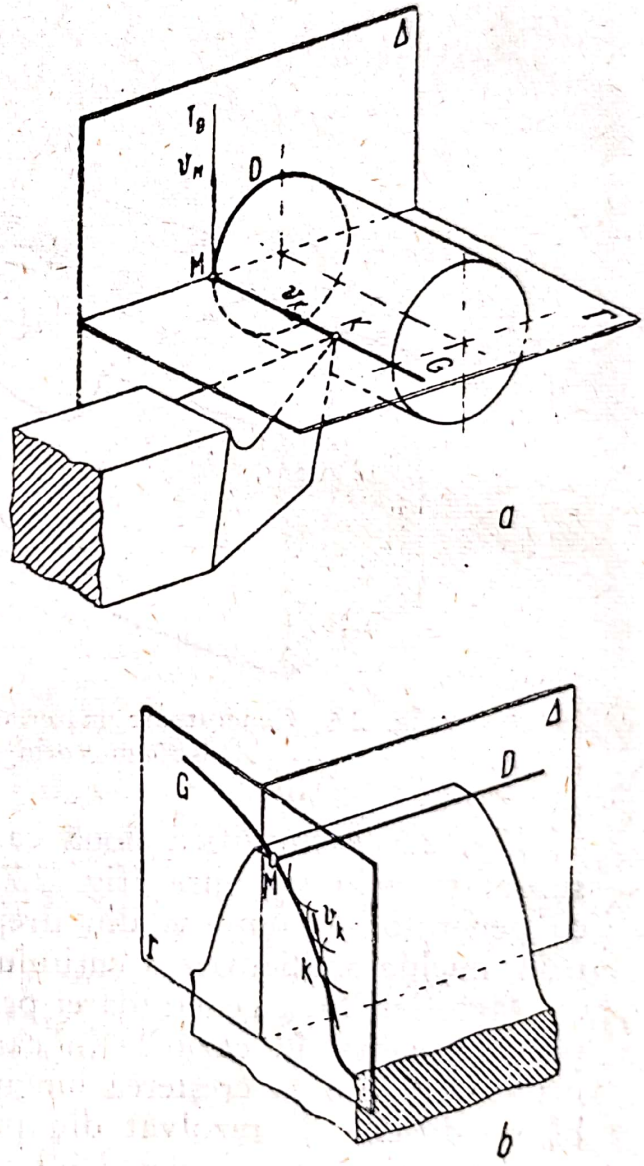


Fig. 2.8. Generatoare cinematică:
a — la strunjire; *b* — la mortezarea danturii.

Scanned with OKEN Scanner

marea majoritate a cazurilor, la generarea suprafeţelor pe maşinile-unelte.

Soluţionarea problemei constă în a recurge la utilizarea unei generatoare obţinute pe cale cinematică.

c. **Generatoarea cinematică.** Generatoarea, fiind o curbă, poate fi considerată, din punct de vedere matematic, ca rezultînd în mai multe moduri, şi anume ca:

— urma unui punct K în deplasarea sa în plan;

— înfăşurătoarea poziţiilor succesive ale unei curbe C care se deplasează într-un plan;

— intersecţia a două suprafeţe Σ_1 şi Σ_2.

Primele două cazuri de generare a unei curbe implică o mişcare relativă, ceea ce permite realizarea lor cinematică pe maşinile-unelte.

În primul caz, punctul K este materializat printr-un vîrf al sculei (fig. 2.8, *a*), iar în al doilea caz (fig. 2.8, *b*) printr-o porţiune C a muchiei aşchietoare a sculei.

Generatoarele astfel obţinute, fiind generate pe cale cinematică, se vor numi *generatoare cinematice*, spre deosebire de precedentele, materializate direct prin muchia aşchietoare a sculei sau prin proiecţia ei pe sculă.

α. **Generatoarea cinematică ca traiectorie a unui punct.** O curbă G dată într-un sistem de coordonate oarecare (fig. 2.9) poate fi parcursă de un punct K cu o viteză v_K constantă sau variabilă ca mărime şi sens.

Proiecţiile vitezei pe axele de coordonate, vitezele v_x şi v_y pot fi considerate componentele lui v_K în sistemul de coordonate ales, şi ca urmare parcurgerea curbei G de către punctul K, deci realizarea cinematică a traiectoriei G, este determinată de realizarea vitezelor v_x şi v_y în condiţiile impuse de sistemul de coordonate.

Sistemele de coordonate folosite în tehnică sînt ortogonale sau polare, datorită, în primul rînd, condiţiilor de reprezentare tehnică a suprafeţelor şi deci şi a curbelor generatoare, prin desenul tehnic, precum şi posibilităţilor tehnice de a obţine cu mai multă economicitate şi precizie mişcări pe traiectorii rectilinii şi circulare, utilizînd în acest scop cuplele cinematice *ghidaj-sanie*, respectiv *fus-lagăr*.

Într-un sistem de coordonate ortogonale (fig. 2.10), generarea cinematică a curbei G de către punctul K, materializat de exemplu prin vîrful unui cuţit, care se deplasează cu viteza v_K, poate fi obţinută prin compunerea mişcărilor de pe direcţiile x şi y, ale căror viteze sînt egale cu proiecţiile vitezei v_K pe aceste direcţii.

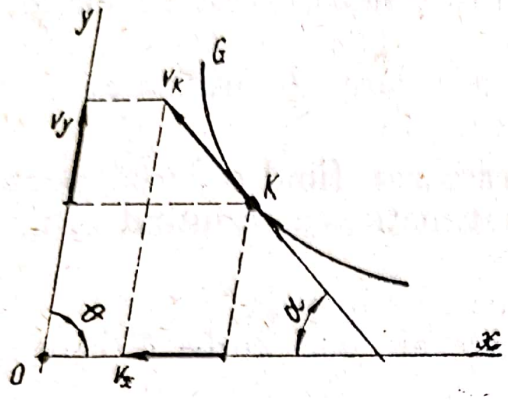


Fig. 2.9. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate oarecare.

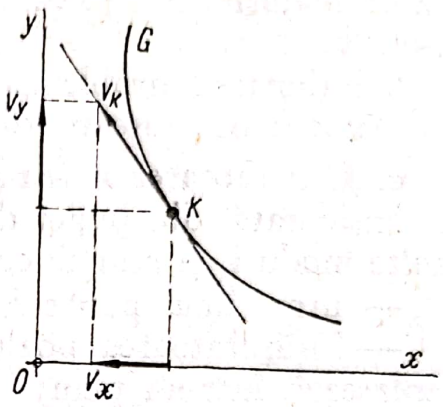


Fig. 2.10. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate ortogonale.

Între cele două viteze v_x și v_y există în orice moment relația:

$$\frac{v_y}{v_x} = \operatorname{tg} \alpha,$$

în care mărimea unghiului α depinde numai de forma geometrică a curbei G, relație independentă de mărimea vitezei v_K.

Din punct de vedere cinematic, pentru construcția de mașini-unelte această remarcă este foarte importantă, deoarece datorită

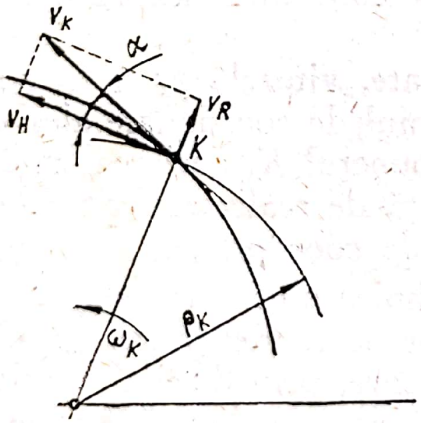


Fig. 2.11. Reprezentarea unei curbe într-un sistem de coordonate polare.

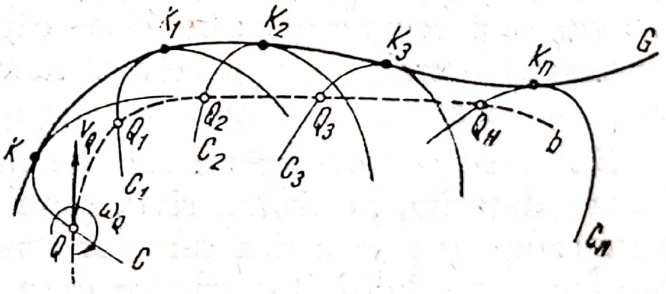


Fig. 2.12. Generatoarea ca înfășurătoare a unei curbe materializate în mișcare.

ei mărimea vitezei v_K sau a unei componente a ei, de exemplu v_x, poate fi impusă, și anume ca mărime a vitezei de avans.

În coordonate polare (fig. 2.11), generatoarea cinematică G poate fi realizată prin compunerea mișcării de rotație, de viteză

unghiulară ω_K, cu mişcarea de translaţie radială de mărime v_R, condiţionate de relaţia:

$$\frac{v_R}{\omega_K} = \rho_K \operatorname{tg} \alpha,$$

deoarece v_R şi $\omega_K \rho_K = v_N$ sînt componentele, radială şi normală pe raza ρ_K, ale vitezei v_K cu care punctul K descrie generatoarea cinematică G.

Ca şi în cazul coordonatelor ortogonale, punctul K se poate deplasa pe traiectorie cu o viteză oarecare, necondiţionată de forma acesteia şi, ca urmare, pe aceleaşi considerente, v_K sau una din componentele ei poate avea ca mărime mărimea vitezei de avans.

β. **Generatoarea cinematică ca înfăşurătoare a unei curbe materializate în mişcare.** Înfăşurătoare (fig. 2.12) este curba G tangentă la o curbă C, în punctele K_1, $K_2 \cdots K_n$, care prin deplasare capătă poziţiile C_1, $C_2 \cdots C_n$.

Pentru aceeaşi curbă C, înfăşurătoarea sa poate avea o infinitate de forme, depinzînd de legea de mişcare a curbei C. Această lege poate fi impusă, dacă un punct oarecare Q al curbei este obligat a se deplasa pe o traiectorie b, cu o viteză tangenţială v_Q şi o viteză unghiulară ω_Q.

Problema inversă, care interesează generarea suprafeţelor pe maşinile-unelte: determinarea curbei C pentru o înfăşurătoare G dată, nu are, în general, o soluţie unică, deoarece forma ei depinde de legea mişcării şi forma traiectoriei sale, a căror alegere poate fi arbitrară. Din această cauză, pentru determinarea curbei C se introduc unele limitări în ceea ce priveşte forma traiectoriei b şi a relaţiilor dintre vitezele v_Q şi ω_Q.

Traiectoria b se alege în genere de formă rectilinie sau circulară (fig. 2.13), posibilă fiind şi utilizarea altor traiectorii cunoscute, realizabile din punct de vedere cinematic.

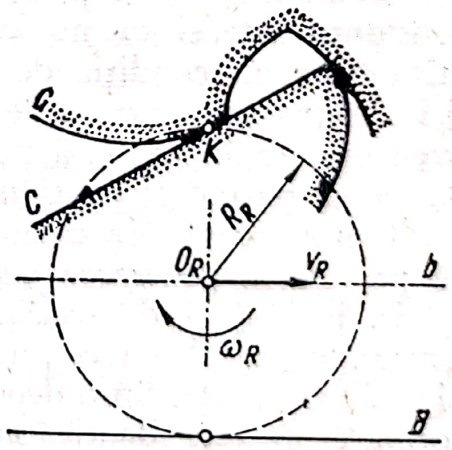


Fig. 2.13. Generatoare generată prin rulare.

Pe traiectoria b urmează să se deplaseze centrul O_R al unui cerc de rază R_R, denumit *rulantă*, care va fi solidară cu curba C încă necunoscută. Rulanta se deplasează cu o viteză v_R şi se roteşte cu viteza unghiulară ω_R.

Raportul dintre aceste două viteze determină mărimea razei R_R a rulantei,

$$\frac{v_R}{\omega_R} = R_R,$$

astfel încît ea să ruleze fără alunecare pe o dreaptă B, denumită *bază*.

În cazul în care centrul rulantei se deplasează pe o traiectorie circulară, condiția rulării ei fără alunecare pe cercul de bază, de rază R_B, este impusă prin relația:

$$\frac{\omega_B}{\omega_R} = \frac{R_R}{R_B},$$

rezultată din aceeași condiție, v_R fiind egală cu $\omega_B R_B$, în care ω_B este viteza unghiulară de deplasare a centrului O_R al rulantei.

Curba C, care va fi mereu tangentă la generatoarea cinematică G, se determină ca conjugata curbei generatoare prin una din metodele cunoscute.

Deci, pentru obținerea unei generatoare cinematice, înfășurătoare a unei curbe, este necesar ca muchia așchietoare să aibă forma curbei C, conjugată curbei generatoare G și să se deplaseze printr-o mișcare de translație și rotație ale căror viteze trebuie să îndeplinească condiția,

$$\frac{v_R}{\omega_R} = R_R.$$

Ca și în cazurile precedente, se constată că mărimea, sensul și constanța vitezei v_R nu influențează forma generatoarei obținute, atîta timp cît condiția de mai sus este respectată, ceea ce permite și în acest caz ca viteza de avans, considerată egală cu v_R, să poată avea orice mărime și să poată fi variabilă sau constantă, mișcarea de avans putînd fi continuă sau intermitentă.

Ținînd seamă de cazurile analizate, se impun cîteva concluzii cu privire la generarea cu înfășurătoare cinematică.

În primul rînd, aceasta se aseamănă generării cu generatoare materializată, deoarece muchia așchietoare a sculei are o formă bine determinată. Spre deosebire însă de generatoarea materializată, forma ei nu este identică cu aceea pe care o generează, ci este conjugata ei. Materializarea conjugatei generatoarei, prin muchia așchietoare a sculei, ridică probleme tehnice de execuție a sculei, similare, dar mai complexe decît în cazul materalizării directe a generatoarei. De asemenea, mărimea curbei conjugate este limitată din punct de vedere constructiv la dimensiunile sculei.

Scanned with OKEN Scanner

Pe de altă parte, din punctul de vedere al efortului de aşchiere, sculele cu profil conjugat sînt mai avantajoase, deoarece muchia aşchietoare a acestora ia contact cu materialul piesei din aproape în aproape şi nu dintr-o dată pe toată lungimea muchiei, cum se întîmplă la sculele cu generatoare materializată prin munchia aşchietoare.

În al doilea rînd, necesitatea mişcărilor de rotaţie şi translaţie pentru realizarea generatoarei cinematice ca înfăşurătoare complică construcţia maşinii-unelte şi impune calcule pentru determinarea roţilor de schimb, de multe ori laborioase şi dificile.

Cu toate acestea, în unele cazuri este singura metodă care permite obţinerea unor curbe generatoare teoretice ca, de exemplu, evolventa, de foarte mare utilitate din punct de vedere tehnic în generarea danturilor roţilor dinţate.

Metoda obţinerii generatoarei cinematice sub formă de înfăşurătoare a unei curbe este denumită şi *metoda generării prin tangente.*

Denumirea se justifică datorită faptului că în fiecare punct de contact, dintre curba generată şi curba generatoare, tangenta este comună ambelor curbe.

Altă denumire a acestei metode, pe care o vom folosi în cuprinsul lucrării, este: *metoda generării prin rulare,* subînţelegîndu-se rulare fără alunecare. Considerăm că această denumire este mai adecvată, deoarece noţiunea de rulare conţine însuşi procesul cinematic de realizare a curbei generatoare (v. cap. 8).

d. **Generatoarea programată.** Generatoarele complicate ca formă şi mari ca lungime nu pot fi realizate nici prin materializare pe muchia aşchietoare a sculei şi nici pe cale cinematică. În aceste cazuri se recurge la materializarea ei, sub diferite forme, operaţie denumită *programare* pe un element al maşinii-unelte, element denumit generic *portprogram,* care în nici un caz nu este scula care prelucrează piesa.

Prin intermediul unor sesizori care urmăresc programul, se transmit comenzi unor lanţuri cinematice ale maşinii-unelte, denumite *lanţuri cinematice de copiere,* care asigură deplasarea sculei pe traiectoria curbei generatoare, stabilită prin program.

Portprogramul este denumit în unele cazuri *şablon,* iar în altele, *model.*

Şablonul, ca şi modelul poate fi construit din cele mai variate materiale, însă în mod normal el se confecţionează din oţel, pentru a i se asigura o durabilitate mai mare.

Scanned with OKEN Scanner

Șablonul poate consta și dintr-un desen al generatoarei, care, printr-un sistem de citire optico-electronic, asigură comanda lanțului cinematic de copiere.

Alte genuri de portprograme, diferite de precedentele, foarte variate ca concepție astăzi: cartele perforate, benzi magnetice, benzi perforate, butoni de comandă etc., conțin, sub formă codificată, într-un sistem de codificare oarecare, zecimal, binar, Grey etc., coordonatele curbei generatoare.

La intrarea în funcțiune a mașinii-unelte, programul de pe portprogram este citit de un sesizor adecvat, care transformă semnalele citite în impulsuri de comandă a lanțului cinematic de copiere.

Generarea suprafețelor prin copiere comportă probleme specifice, care sînt tratate mai dezvoltat în capitolul privitor la lanțurile cinematice de copiere.

2.3. DIRECTOAREA

a. **Curba directoare.** Spre deosebire de curba generatoare, directoarea este limitată la un număr mai restrîns de forme geometrice, între care predomină forma circulară și rectilinie. O altă deosebire constă în faptul că, pe lîngă curbele directoare plane, sînt necesare și curbe spațiale ca, de exemplu, elicea.

Din punctul de vedere al complexității, și directoarele se pot grupa în:

— curbe directoare simple, determinate printr-o curbă matematică plană sau spațială: cerc, dreaptă, spirală arhimedică, elipsă, pătrat, elice cilindrică sau conică etc.;

— curbe directoare compuse, în genere din diferite curbe (detalonarea în genere, detalonarea pe elice etc.) și mai rar din combinare cu drepte (decojirea lingourilor pătrate);

— curbe directoare neanalitice, realizabile prin transpunere (imprimare) sau prin programare.

b. **Directoarea cinematică.** Curbele directoare se obțin, în majoritatea lor, pe cale cinematică, folosind mecanismele fus-lagăr și ghidaj-sanie, deci traiectorii circulare și rectilinii, din combinarea cărora pot rezulta un număr mare de curbe plane și spațiale.

Directoarea cinematică poate fi considerată ca generată sub forma de:

— traiectorie a unui punct și

— înfășurătoare a unei curbe.

α. **Directoarea cinematică ca traiectorie a unui punct.** Traiectoria directoare circulară D (v. fig. 2,7, *a*) se poate considera ca

rezultînd prin deplasarea punctului M al generatoarei G, cu viteza unghiulară ω_M la distanţa R_D de axa de rotaţie.

Similar, traiectoria directoare rectilinie D (v. fig. 2.7, *b*) se poate considera ca rezultînd prin deplasarea punctului M pe o direcţie rectilinie, cu viteza v_M.

Acest mod de a vedea generarea directoarei se datoreşte faptului că atît mecanismul fus-lagăr cît şi ghidaj-sanie asigură obţinerea traiectoriilor directoare respective numai ca formă. Ca mărime şi poziţie în spaţiu, directoarea depinde de poziţia (coordonatele) punctului M al generatoarei, în raport cu axa de rotaţie în cazul directoarei circulare şi în raport cu ghidajul în cazul directoarei rectilinii.

Pe de altă parte, pentru generarea unei aceleiaşi suprafeţe, folosind aceeaşi generatoare, mărimea şi poziţia în spaţiu a traiectoriei directoare poate fi diferită (nu însă şi forma ei) în funcţie de considerarea unui anumit punct al generatoarei ca punct M de sprijin pe directoare.

Generarea suprafeţei implică deplasarea generatoarei pe traiectoria directoare, deci existenţa unei viteze v_M (respectiv $\omega_M R_D$) a cărei mărime şi sens nu sînt impuse, putînd avea oricare valori (diferite de zero). De asemenea, mişcarea pe traiectoria directoare, rectilinie sau circulară, poate fi continuă sau nu, fără a influenţa forma ei.

Aceste proprietăţi ale generării permit ca viteza de deplasare v_M al unui punct al generatoarei pe directoare să poată fi aleasă în concordanţă cu necesităţile tehnologice ale procesului de aşchiere, şi anume ca mărime a vitezei de aşchiere.

Multe curbe directoare plane se obţin cinematic prin combinarea traiectoriilor circulare şi rectilinii.

Astfel, curba directoare de formă spirală arhimedică (fig. 2.14) a cărei ecuaţie analitică este

$$\rho = a\,\theta\,,$$

prin derivare, conduce la relaţia cinematică

$$v_\rho = a\omega_\rho.$$

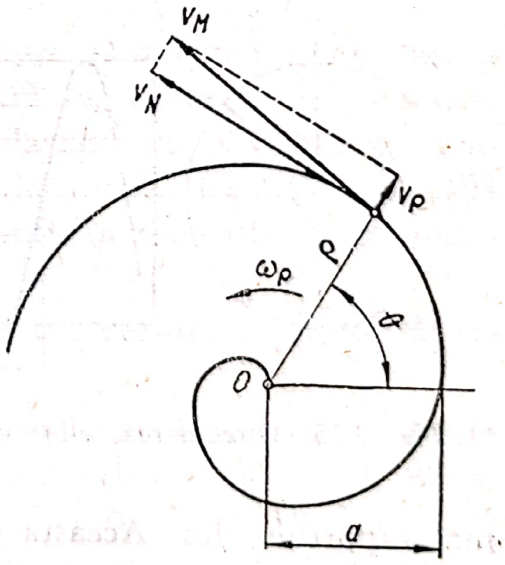


Fig. 2.14. Directoare, spirală arhimedică.

O astfel de traiectorie poate fi realizată prin combinarea în plan a unei mișcări de translație radială de viteză v_ρ cu o mișcare circulară de viteză unghiulară ω_ρ.

Caracteristica spiralei arhimedice este pasul a al ei. Obținerea unei anumite spirale arhimedice de pas a impune între cele două viteze relația

$$\frac{v_\rho}{\omega_\rho} = a.$$

Se constată, și în acest caz, că generarea cinematică a directoarei nu impune condiții de mărime vitezei v_ρ și nici vitezei unghiulare ω_ρ, ci numai raportului acestora.

La generarea suprafețelor plane și chiar a unor suprafețe curbe se folosesc ca directoare porțiuni de curbe cicloidale, caz tratat mai în detaliu la generarea suprafețelor plane.

Dintre curbele spațiale utilizate ca traiectorii directoare, o largă răspîndire o are elicea cilindrică și în unele cazuri elicea conică.

Traiectoria elicoidală cilindrică se obține cinematic prin compunerea unei mișcări circulare de viteză tangențială v_T cu o mișcare de translație normală pe planul mișcării circulare, de viteză v_A.

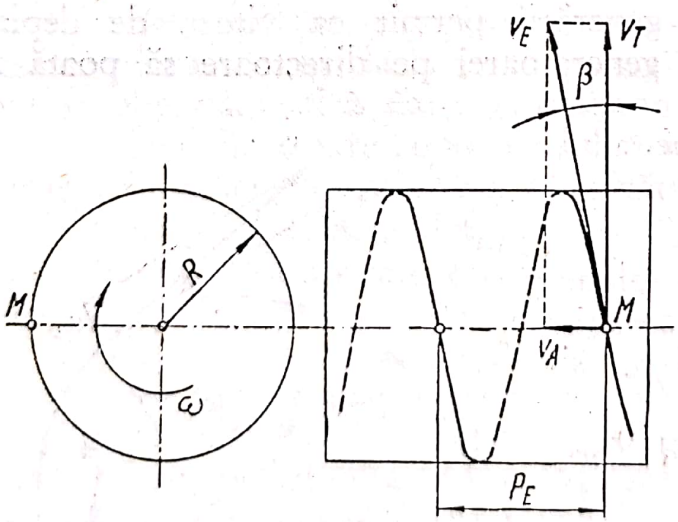


Fig. 2.15. Directoarea, elice cilindrică.

Cele două viteze (fig. 2.15) sînt condiționate una în raport de cealaltă, prin intermediul unghiului β de înclinare a elicei,

$$\frac{v_A}{v_T} = \operatorname{tg} \beta.$$

Și în cazul generării cinematice a directoarei elicoidale nu sînt impuse condiții de mărime vitezelor v_A sau v_T, ci numai raportului lor. Această proprietate permite să se considere ca viteză de așchiere viteza tangențială v_E la elice, a cărei mărime rezultă din însumarea vectorială a vitezelor v_A și v_T.

Scanned with OKEN Scanner

β. **Directoarea cinematică ca înfăşurătoare a unei curbe cinematice.** În unele cazuri, în special la frezare, directoarea cinematică D rezultă ca înfăşurătoare a unor curbe cicloidale C (fig. 2.16), directoarea fiind plană, rectilinie (fig. 2.16, *a*) sau curbă (fig. 2.16, *b*) oricît de complexă ca formă sau spaţială de formă oarecare (fig. 2.17).

Spre deosebire de generatoarele cinematice realizate prin înfăşurătoarea unei curbe materializate de forma muchiei aşchietoare (§ 2.2, β), în cazul directoarelor, curba a cărei înfăşurătoare este directoarea, este cinematică şi generată de punctul M de sprijin al generatoarei pe directoare (fig. 2.18).

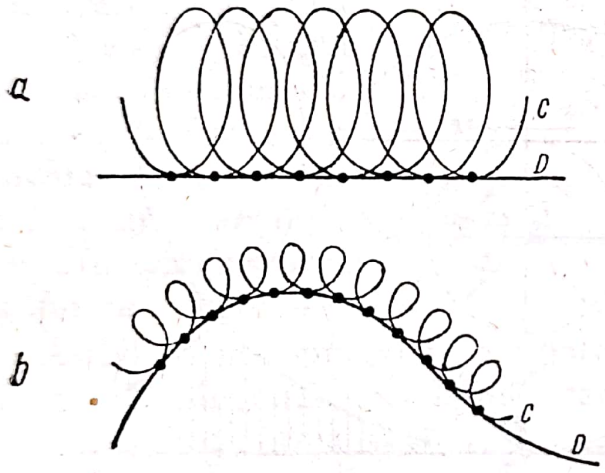


Fig. 2.16. Directoarea ca înfăşurătoare a unor curbe cicloidale plane.

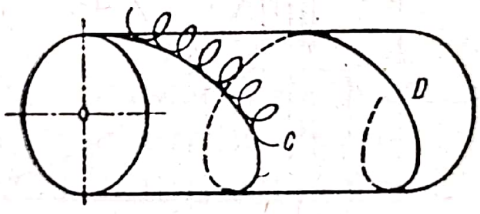


Fig. 2.17. Directoare, înfăşurătoare a unor curbe cicloidale spaţiale.

Punctul M este deci un punct oarecare al muchiei aşchietoare a sculei, el rotindu-se cu viteza unghiulară ω_R egală cu ω_S a sculei. Centrul de rotaţie O_R al sculei se deplasează cu o viteză v_u. Din compunerea acestor mişcări rezultă traiectoria curbă C de formă cicloidală $m\ A\ n\ o\ A\ M\ B\ \ldots$, tangentă în punctele M la directoarea D.

Deci, directoarea D generată cinematic, rezultă ca înfăşurătoarea curbei cicloidale alungite C.

Ca şi în cazul generatoarelor de acest gen, curba C se obţine prin rularea rulantei de rază R_R pe o curbă B denumită bază. Pentru rularea (fără alunecare) a rulantei pe bază este necesară egalitatea

$$v_R = R_R \omega_R.$$

Cum $v_R = v_u$, viteza relativă de deplasare a axei sculei în raport cu suprafața generată, iar $\omega_R = \omega_S$, egalitatea de mai sus devine

$$v_u = R_R \omega_S,$$

de unde rezultă mărimea razei rulantei,

$$\frac{v_u}{\omega_S} = R_R.$$

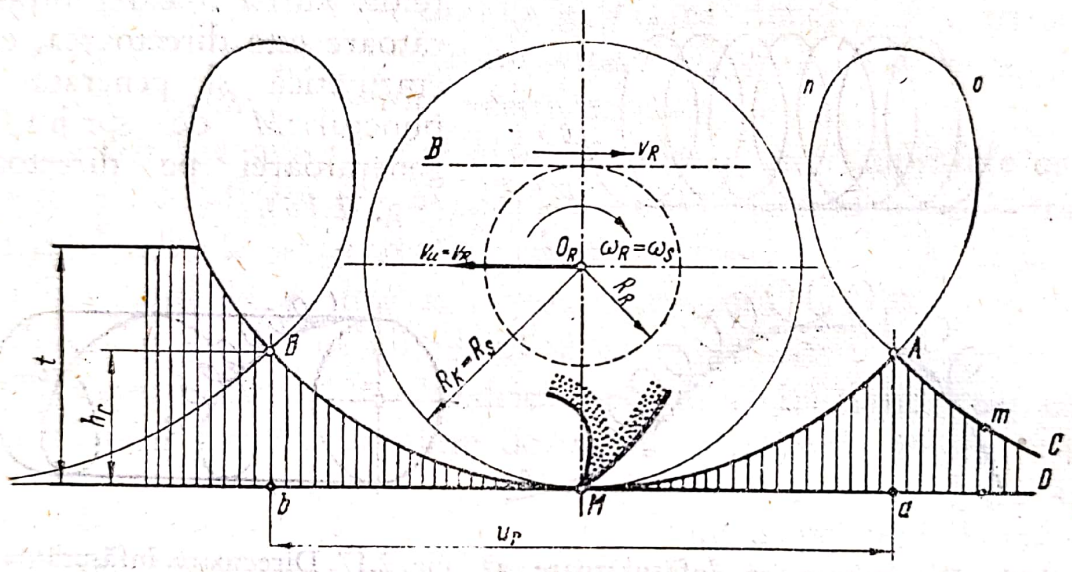


Fig. 2.18. Directoare, înfășurătoare a unei curbe cicloidale alungite.

Dacă directoarea generată în acest mod este curbilinie, atunci și baza B va fi curbilinie, iar în expresia raportului celor două viteze va interveni atît raza R_B a cercului de bază cît și viteza unghiulară ω_B, după cum s-a arătat la generatoarea cinematică obținută similar.

În cazul directoarelor cinematice spațiale, rezultate ca înfășurătoare a unor curbe (frezarea filetului, frezarea roților dințate cu dantură înclinată etc.), curba pe care o înfășoară directoarea este o curbă cicloidală spațială din planul osculator (v. fig. 2.4).

γ. Directoare cinematică transpusă (imprimată) prin rulare. Unele traiectorii directoare cinematice spațiale, dificil de realizat prin procedeele precedente, pot fi obținute ușor printr-un procedeu de rulare (fig. 2.19).

Curba directoare cinematică D' de formă $a'b'c'\ldots$, realizată ca traiectorie a unui punct sau ca înfăşurătoare a unei curbe cinematice, se transpune (imprimă) prin rularea cilindrului (piesei) de rază R_P pe planul Δ' al directoarei, sub forma curbei spaţiale $abc\ldots$ a directoarei D.

Directoarea spaţială D de pe cilindru este reflectata directoarei plane D'. Astfel, dacă dreapta $a'b'$ face cu normala $b'n'$ unghiul $+\alpha$, tangenta în b la curba ab de pe cilindru face cu normala bn un unghi $-\alpha$.

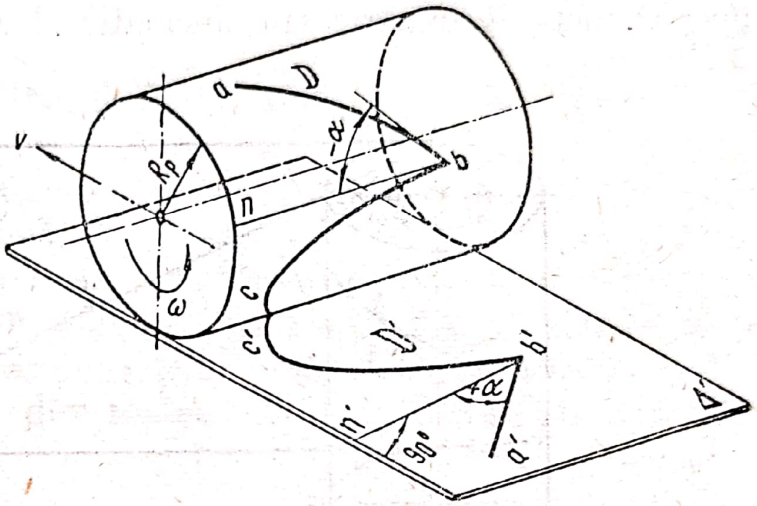


Fig. 2.19. Directoare cinematică transpusă (imprimată).

Astfel de transpuneri prin rulare (fără alunecare) de directoare cinematice sînt utilizate la generarea danturilor conice cu dinţi curbi la care forma dintelui este determinată prin curba din roata plană (fig. 2.20).

Cea mai simplă dintre directoarele cinematice, dreapta AB din planul Δ' se transpune (fig. 2.21) prin rulare pe un cilindru, sub forma de elice cilindrică D. Metoda este folosită la prelucrarea roţilor dinţate cilindrice cu dantură înclinată pe unele maşini-unelte.

Datorită rulării (fără alunecare), trebuie să existe realizată condiţia

$$\frac{v}{\omega} = R_P,$$

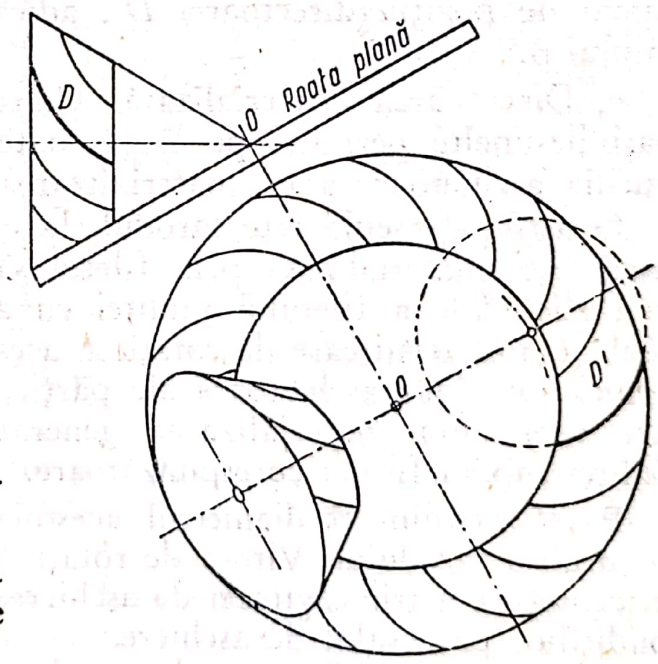


Fig. 2.20. Transpunerea directoarei plane D' pe suprafaţa unui con, la prelucrarea roţilor dinţate conice cu dantura în arc de cerc.

în care R_P este raza piesei cilindrice (a cilindrului de rulare al roții). Spre deosebire de elicea directoare obținută cinematic din compunerea unei mișcări de rotație cu una de translație (v. fig. 2.15), viteza punctului M', ca mărime și sens, nu este condiționată de nici un parametru geometric sau cinematic al elicei (v. § 6.3).

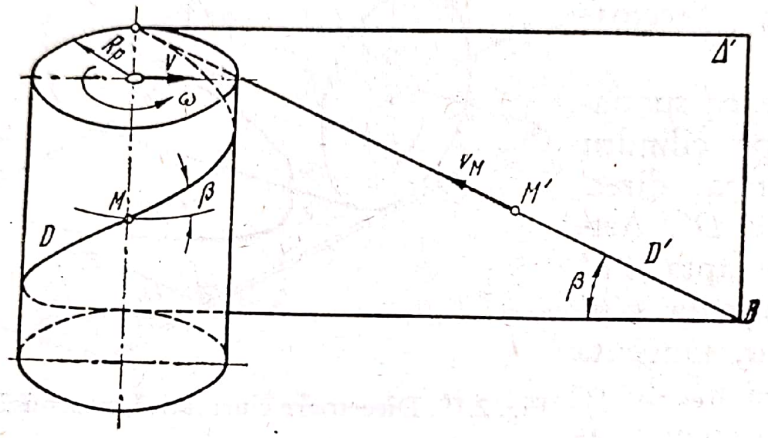


Fig. 2.21. Transpunerea directoarei drepte D' sub forma unei elici D pe un cilindru.

Parametrii curbei elicoidale D (înclinarea β a tangentei la elice, pasul elicei) pentru o aceeași rază R_P a cilindrului sînt influențați numai de poziția directoarei D', adică de mărimea și sensul unghiului β.

c. **Directoarea materializată.** Construcția unor scule pentru mașinile-unelte permite, pe lîngă materializarea generatoarei prin muchia așchietoare a ei, materializarea și a directoarei.

O astfel de sculă este tarodul, la care directoarea, elicea cilindrică, este materializată prin filetul său. Pentru generarea suprafeței elicoidale a filetului piuliței cu ajutorul tarodului este suficientă numai o mișcare de rotație a acestuia sau a piuliței. Datorită formei muchiilor așchietoare ale părții active ale tarodului, muchii care reprezintă materializarea generatoarei, canalul elicoidal al piuliței capătă forma corespunzătoare.

Pasul filetului și diametrul acestuia sînt asigurate prin forma de șurub a tarodului. Viteza de rotație a lui poate fi oarecare, însă suficientă ca mărime vitezei de așchiere, pentru a asigura realizarea condițiilor procesului de așchiere.

Alte scule avînd materializate directoarele sînt: filiera, broșa, alezorul, burghiul etc. La broșă directoarea este rectilinie, la alezor și burghiu, circulară.

d. **Directoarea programată.** Directoarele programate se realizează ca şi generatoarele programate, prin şabloane, modele sau prin tipurile de programe menţionate. Ele au largă extindere la frezare şi, în unele cazuri, la rectificare (came şi piese similare).

2.4. GENERAREA UNOR SUPRAFEŢE (GEOMETRICE)

a. **Suprafaţa plană.** Generarea suprafeţei plane poate fi realizată în mai multe moduri, în funcţie de poziţia dreptei generatoare G în planul său, precum şi de forma traiectoriei directoare D.

Cel mai simplu caz de generare a unei suprafeţe plane este cel în care generatoarea este rectilinie (fig. 2.22) materializată sau cinematică punctiformă, iar directoarea, cinematică obţinută prin deplasarea punctului M.

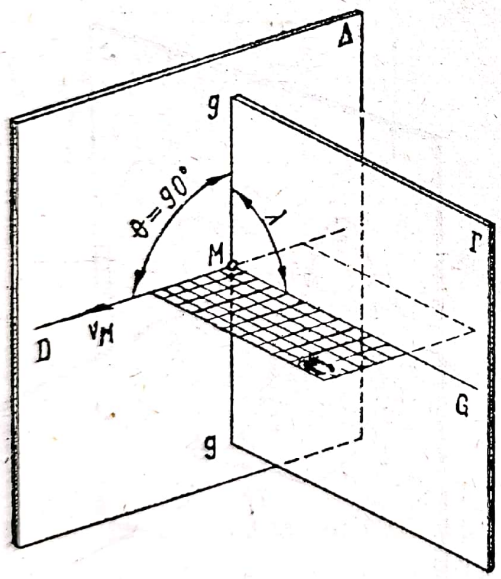


Fig. 2.22. Generarea suprafeţei plane de o generatoare rectilinie.

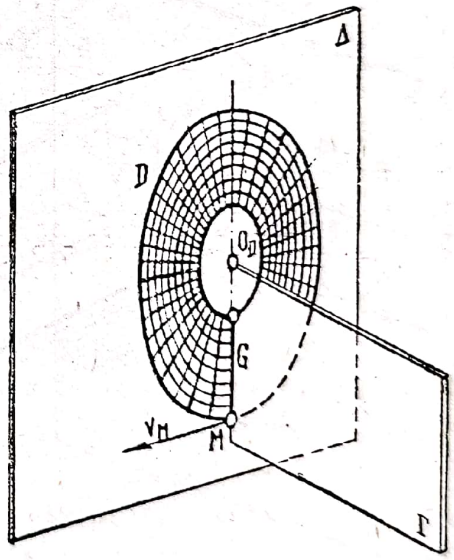


Fig. 2.23. Generarea unei suprafeţe plane circulare.

În toate cazurile de generare, planul Γ al generatoarei este normal pe planul Δ al directoarei, urma sa gg fiind perpendiculară pe directoare ($\theta = 90°$).

În planul său, generatoarea face un unghi λ cu urma gg, a cărui mărime determină înclinarea suprafeţei în raport cu planul directoarei.

În particular, unghiul λ poate fi egal cu zero, caz în care suprafaţa se află în planul directoarei (sau este paralel cu acesta).

Generarea suprafețelor plane, în aceste condiții, se obține prin rabotare, mortezare, broșare, răzuire și pilire cu pile rectangulare.

Suprafețe plane circulare (fig. 2.23) rezultă în cazul în care generatoarea G se află în planul Δ al directoarei ($\lambda = 0°$), directoarea fiind un cerc de centru O_D, generat cinematic punctiform. Generatoarea materializată sau cinematică punctiformă se rotește în planul său în jurul axei care trece prin centrul O_D al directoarei.

Astfel de suprafețe se obțin prin strunjirea plană, prin planare, adîncire plană etc.

Directoarea rectilinie, ca înfășurătoare (fig. 2.24), asigură obținerea de suprafețe plane în cazul frezării cu freze cilindrice și a rectificării plane cu periferia discului abraziv. În acest caz, planul generatoarei se rotește în jurul unei axe conținute și trecînd prin centrul O_R al rulantei.

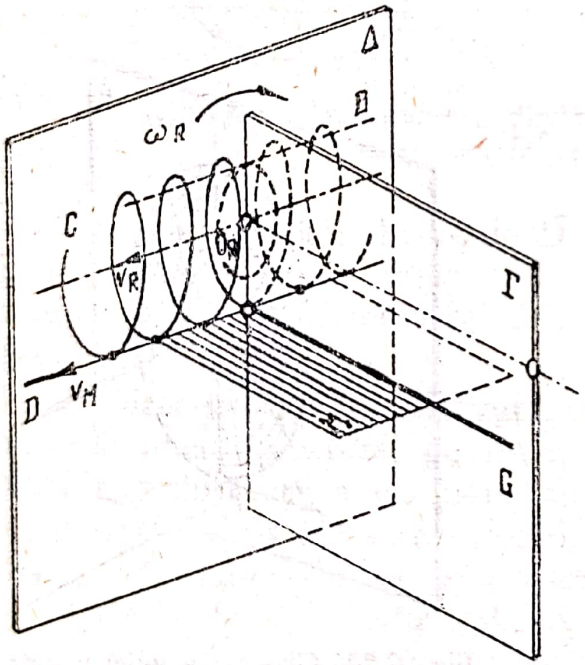


Fig. 2.24. Generarea unei suprafețe plane cu directoare cicloidală.

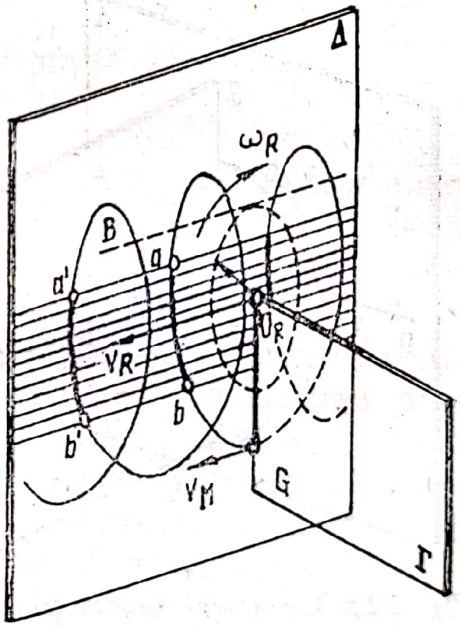


Fig. 2.25. Generarea unei suprafețe plane la frezarea frontală.

Generatoarea rectilinie G poate fi materializată sau cinematică punctiformă.

Un alt mod de a obține suprafețe plane este cel în care generatoarea G se află în plan sau este paralelă cu planul directoarei D (fig. 2.25).

Directoarea cinematică este o cicloidă alungită generată de punctul M care se rotește solidar cu rulanta de rază R_R pe o bază B

de formă oarecare, de obicei rectilinie (fig. 2.25) sau circulară (fig. 2.26).

În genere, se folosesc în astfel de generare a suprafeţelor plane numai porţiuni *ab*, *a'b'* ... din această curbă. Metoda este utilizată la frezarea şi rectificarea frontală pe maşini-unelte avînd mese cu deplasare rectilinie, respectiv circulară.

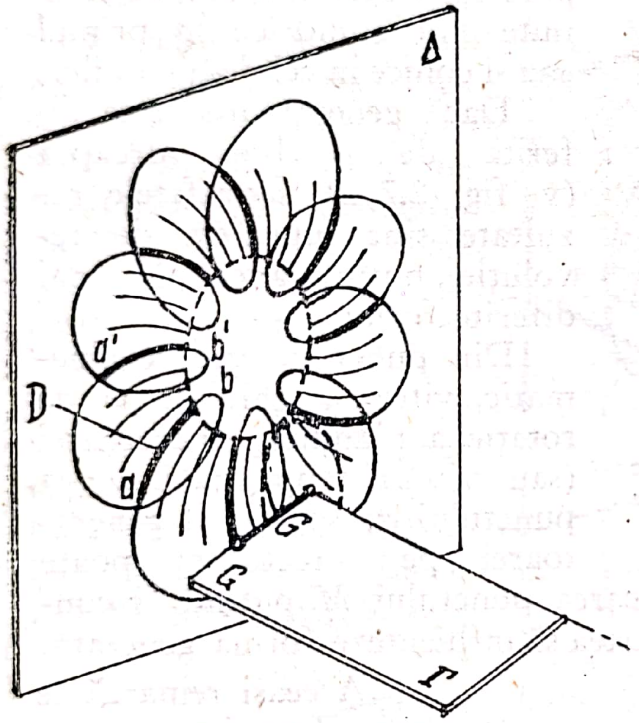


Fig. 2.26. Generarea unei suprafeţe plane circulare la frezarea frontală.

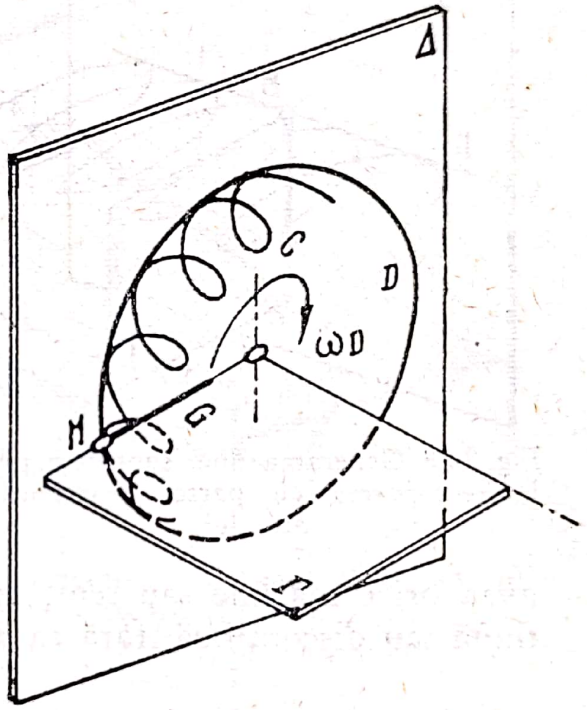


Fig. 2.27. Generarea unei suprafeţe plane circulare la rectificarea cu partea periferică a discului.

La rectificarea unor suprafeţe plane circulare (fig. 2.27), cu partea periferică a discului, generatoarea este paralelă planului directoarei şi se deplasează pe directoarea circulară *D*, care este înfăşurata unei curbe cicloidale alungite, generată pe un cilindru de rază egală cu a curbei directoare.

Considerînd o directoare rectilinie (fig. 2.28) în locul celei circulare ca înfăşurătoare a unei cicloide dintr-un plan normal pe planul directoarei, se obţine de asemenea o suprafaţă plană.

Acest caz se deosebeşte de cel din fig. 2.24 numai prin mărimea unghiului λ dintre generatoarea *G* şi urma planului său pe planul directoarei; $\lambda = 0°$ în ultimul caz şi $\lambda = 90°$ în cazul anterior.

b. **Suprafețe cilindrice și de revoluție.** În generarea suprafețelor cilindrice și conice, cazul general este al directoarei cinematice punctiforme și al generatoarei materializate sau cinematice rectilinii, normală pe planul directoarei (fig. 2.29) sau înclinată de un unghi λ (fig. 2.30) în raport cu acesta. Suprafețele obținute sînt cilindrice în primul caz și conice în cel de-al doilea.

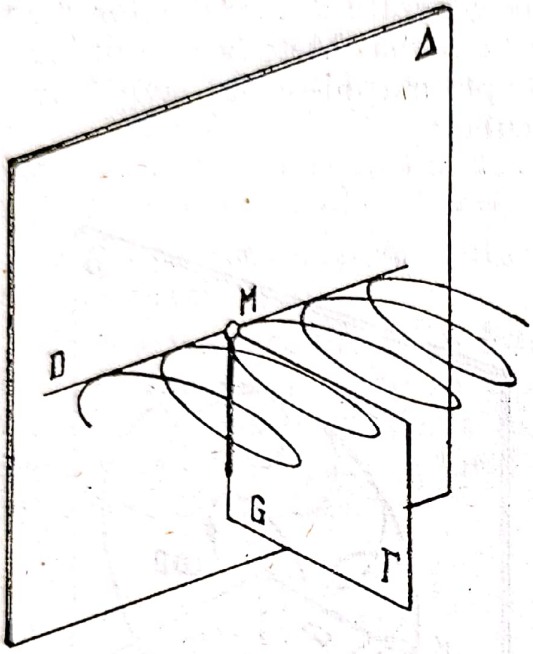


Fig. 2.28. Generarea unei suprafețe plane la rectificarea cu partea periferică a discului.

Dacă generatoarea este diferită de o linie dreaptă (v. fig. 2.7, *a*), suprafețele rezultate sînt suprafețe de revoluție, putînd avea cele mai diferite forme.

Din punct de vedere cinematic, viteza unghiulară ω de rotație a planului generatoarei (sau viteza tangențială v_M a punctului de sprijin al generatoarei pe directoare) poate avea orice mărime sau sens, mișcarea punctului M putînd fi continuă sau discontinuă, fără ca acestea să influențeze forma generată.

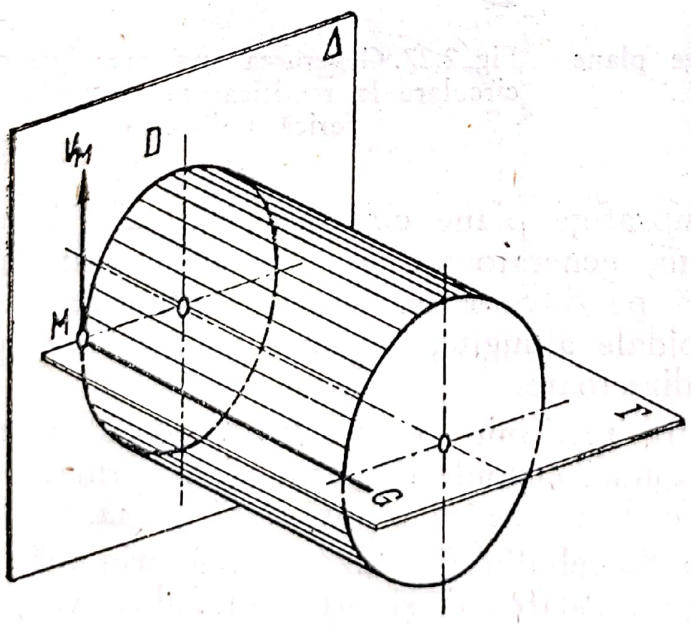


Fig. 2.29. Generarea suprafețelor cilindrice cu generatoare rectilinie.

Aceeași remarcă se poate face și pentru generatoarea cinematică.

Generarea suprafețelor cilindrice, conice și de revoluție, în acest mod, se obțin prin strunjire. Suprafețele cilindrice și conice interioare se obțin în același mod, folosind alezoare și adîncitoare.

Generatoare de formă circulară (fig. 2.31) se folosesc într-un domeniu mai larg de

prelucrare pe maşinile-unelte; la broşare, generatoarea este materializată prin muchia aşchietoare, iar la rabotare şi mortezare, generatoarea este cinematică punctiformă.

Suprafeţe cilindrice, conice şi de revoluţie la care directoarea este obţinută ca înfăşurătoare (fig. 2.32) se obţin la prelucrarea prin rectificare cu partea laterală a discului abraziv sau prin frezare cu freze cilindrice, avînd axa paralelă cu axa piesei. Generatoarea este materializată în cazul suprafeţelor de revoluţie oarecare şi de obicei cinematică punctiformă, în cazul suprafeţelor cilindrice şi conice.

Un caz particular de generare a acestor suprafeţe este cel denumit generare prin metoda tangenţială (fig. 2.33). Planul generatoarei este

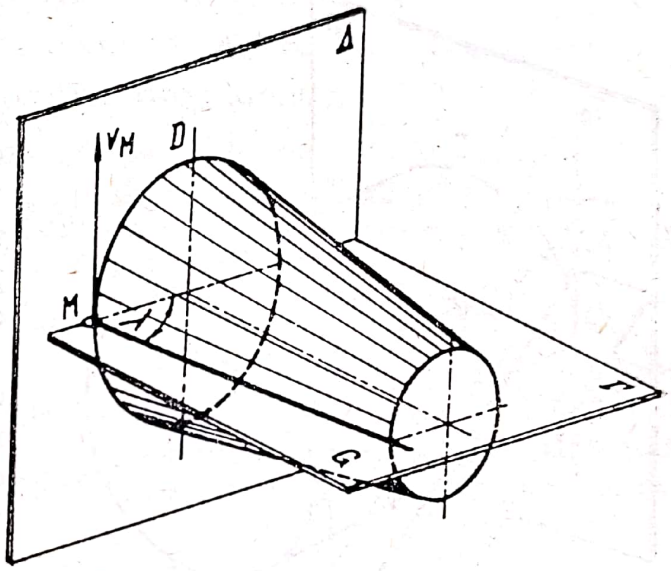


Fig. 2.30. Generarea suprafeţelor conice cu generatoare rectilinie.

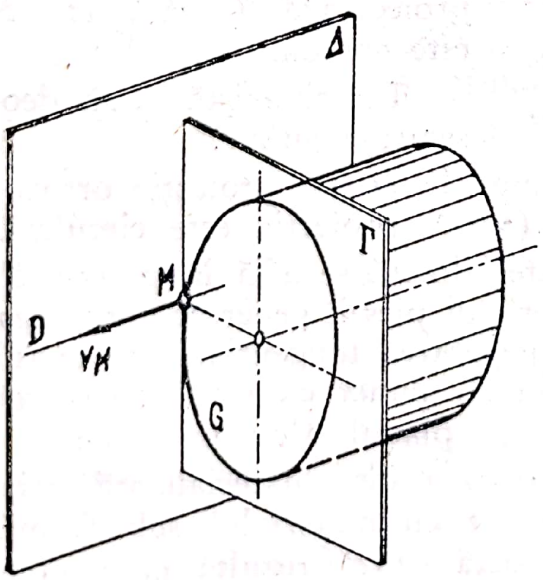


Fig. 2.31. Generarea suprafeţelor cilindrice cu generatoare circulară (broşare).

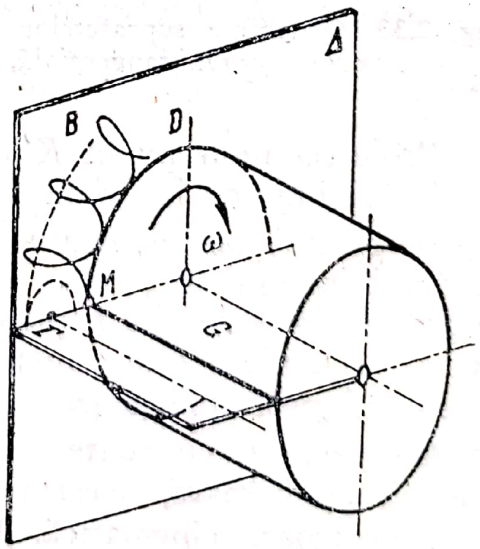


Fig. 2.32. Generarea suprafeţelor cilindrice, directoare fiind înfăşurătoarea curbelor cicloidale.

înclinat față de planul directoarei. Generatoarea G_T din acest plan poate avea orice formă, ea sprijinindu-se prin punctul M_T pe tangenta T_D la directoare și nu pe directoare.

Planul Γ_T al generatoarei se deplasează cu o viteză v_{M_T} oarecare pe această tangentă. Ca urmare, generarea se face de punctul K rezultat din intersecția generatoarei G_T cu un plan Γ normal pe tangentă în M.

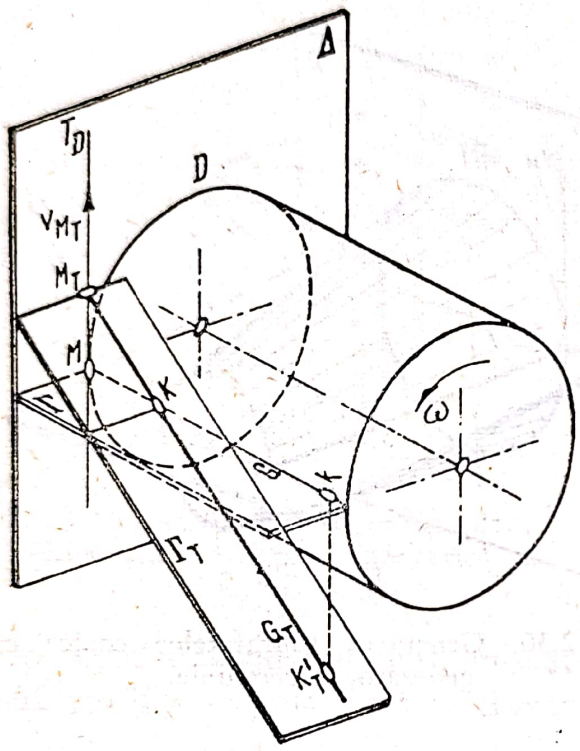


Fig. 2.33. Generarea suprafețelor cilindrice prin metoda tangențială.

Acest mod de generare se aseamănă foarte mult cu cel obișnuit în care generatoarea G materializată se află în planul Γ normal pe Δ, trecînd prin M și axa de rotație. Considerarea aceasta este valabilă cu atît mai mult, cu cît generatoarea G din planul Γ este considerată ca fiind chiar muchia așchietoare (cazul $\gamma=0$) sau proiecția ei (cazul $\gamma\neq0$). Or, aici G este proiecția generatoarei G_T, întrucît, ca exemplu, K'_T se proiectează în K', iar K este comun.

Totuși există două deosebiri esențiale.

Proiecția unui punct K'_T pe planul Γ este o proiecție ortogonală, în timp ce în cazul celălalt ($\gamma\neq0$) proiecția este circulară.

În primul caz, generatoarea materializată se află în planul Γ, ea fiind integral în contact cu materialul piesei, generează întreaga suprafață la o rotație a piesei. La generarea tangențială, contactul generatoare-piesă este punctiform în K, punct care se deplasează în lungul proiecției generatoarei G_T pe planul Γ.

Ca urmare, cu toate că generatoarea este materializată prin muchia așchietoare, aceasta ia contact cu materialul sub formă de generatoare cinematică. Din această cauză rezultă că pentru generarea suprafeței nu este suficientă o singură rotație, ci mai multe.

Metoda prezintă unele avantaje tehnico-economice și se aplică la strunjire, însă nu este extinsă.

Scanned with OKEN Scanner

c. **Suprafețe complexe.** Prin suprafețe complexe sau neanalitice se înțeleg acele suprafețe în generarea cărora directoarea sau generatoarea sau ambele nu pot fi realizate prin combinarea de traiectorii rectilinii și circulare, folosindu-se în obținerea lor metodele de programare.

Cele trei cazuri posibile sînt sintetizate după cum urmează:

α — generatoare programată — directoare cinematică;

β — generatoare materializată — directoare programată;

γ — generatoare și directoare programate.

Programarea se face în genere pe șabloane pentru primele cazuri și pe modele pentru cazul ultim. Pentru altfel de programare a se vedea cele menționate în § 2.2, *d*, întrucît problema programării nu formează subiectul acestei lucrări.

α. **Generatoare programată — directoare cinematică.** Suprafețele sînt în genere suprafețe de revoluție prelucrate prin strunjire sau suprafețele cilindrice, prelucrate prin rabotare sau mortezare. Programarea generatoarei se face pe șablon în coordonate carteziene sau polare, transpunerea efectuîndu-se prin lanțuri cinematice mecanice, hidraulice etc.

În coordonate carteziene (fig. 2.34) generatoarea ce urmează a fi obținută este materializată prin curba $G_Ş$ a șablonului, și rezultă din combinarea a două mișcări, una pe direcția X, cealaltă pe direcția Y, perpendiculare între ele.

În majoritatea cazurilor, viteza v_x de pe direcția X este constantă, astfel că datorită urmăririi șablonului de către sesizorul $K_Ş$, viteza pe direcția Y este variabilă, însă dependentă de v_x prin relația

$$\frac{v_y}{v_x} = \operatorname{tg} \theta,$$

în care θ este unghiul dintre tangenta T la conturul șablonului în punctul $K_Ş$ și direcția X.

Este evident că în această condiție, dacă viteza v_x este aleasă ca mărime și sens, viteza v_y devine impusă prin relația de mai sus.

În unele cazuri, viteza tangențială v_t la profil trebuie să fie constantă, astfel că atît v_x cît și v_y vor fi variabile, funcție de variația unghiului θ.

Generatoarea poate fi programată și într-un sistem de coordonate polare (fig. 2.35) și materializată pe un șablon a cărui

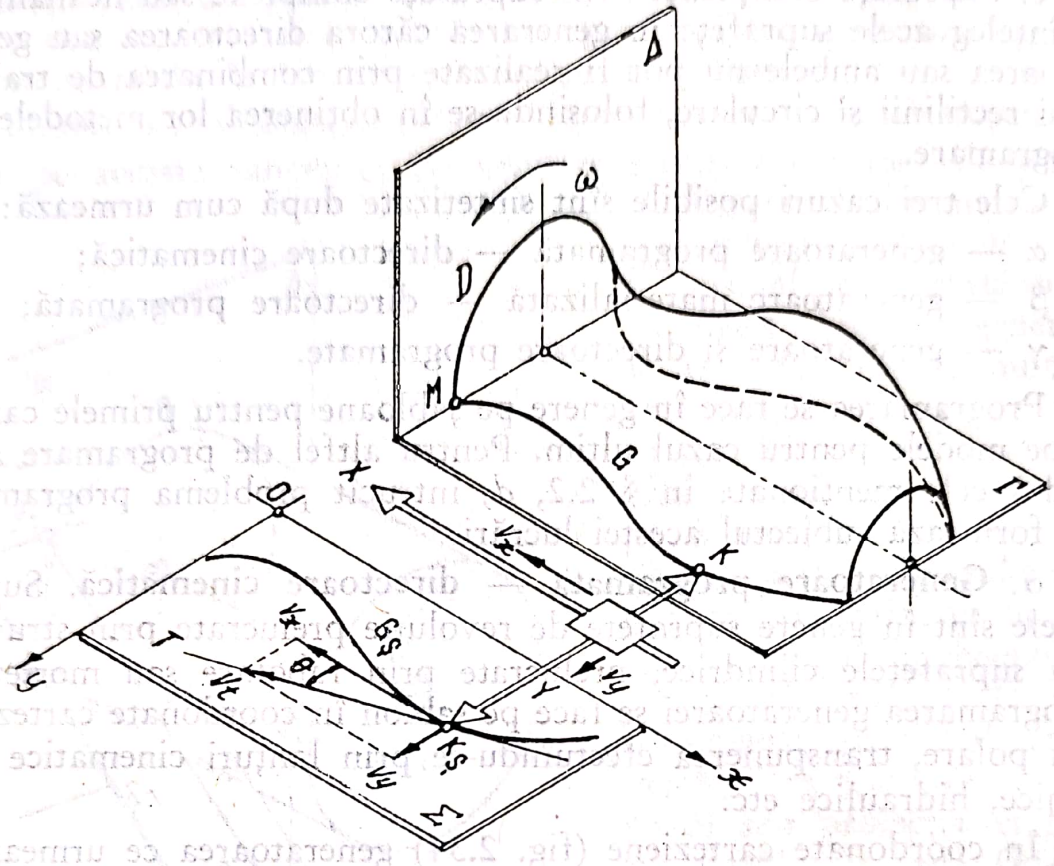


Fig. 2.34. Generarea suprafețelor complexe cu generatoare în coordonate carteziene.

rulantă de rază R_R rulează fără alunecare pe linia de bază B cu viteza v_x,

$$v_x = \omega_R R_R.$$

Cum pe de altă parte

$$\frac{v_y}{v_x} = \operatorname{tg}\ \theta,$$

rezultă că

$$\frac{v_y}{\omega_R} = R_R\ \operatorname{tg}\ \theta.$$

Ca și în cazul coordonatelor rectangulare, se poate alege v_x constant, deci $\omega_R = \text{const}$, cazul cel mai general, sau v_t constant, ceea ce impune o viteză unghiulară variabilă funcție de θ, greu de realizat tehnic.

β. **Generatoarea materializată — directoare programată.** Suprafețele se obțin prin frezare sau rectificare în coordonate rectan-

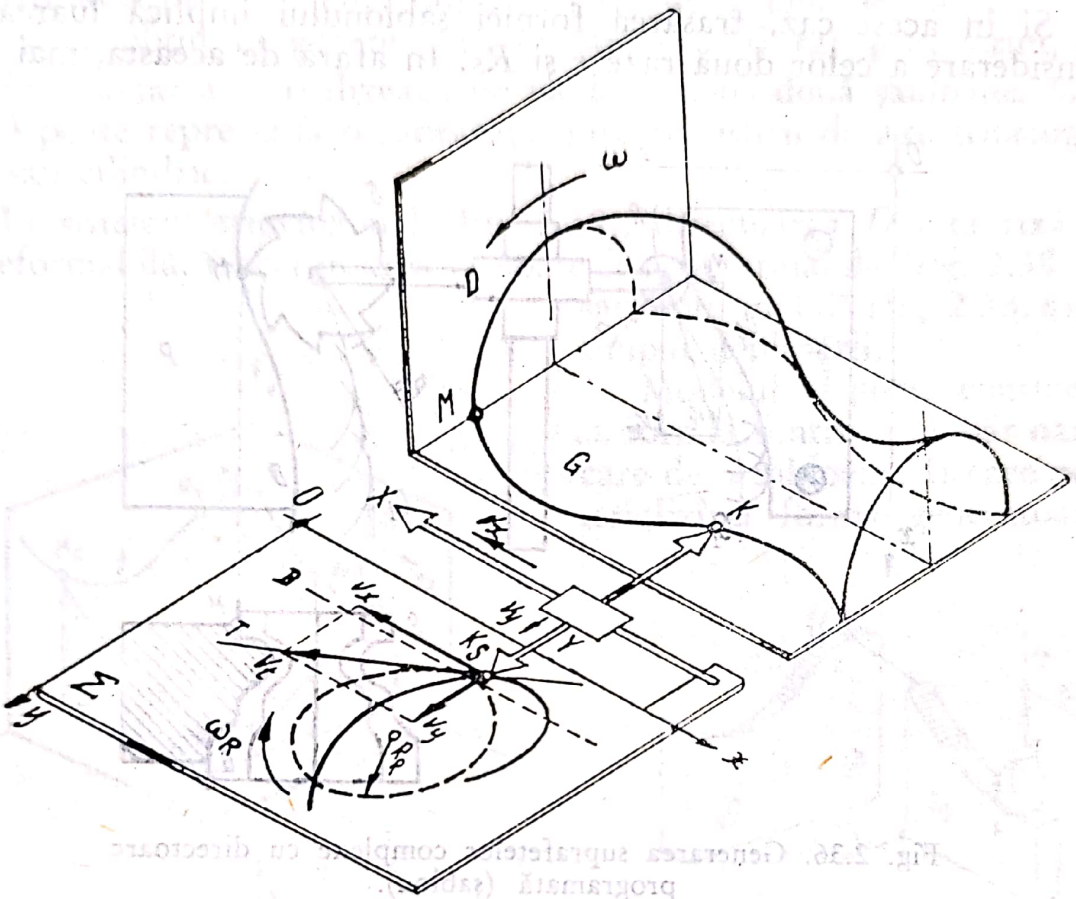


Fig. 2.35. Generarea suprafețelor complexe cu generatoare în coordonate polare.

gulare sau polare, cu scule având generatoarea G materializată prin muchia aşchietoare (fig. 2.36), iar directoarea programată pe şablonul $Ş$.

Metodica programării (transpunerii) curbei directoare D pe şablon sub forma $D_Ş$ conduce la diferențiere între formele celor două curbe, datorită intervenției razei R_S a sculei şi razei r a rolei care urmăreşte şablonul.

Forma curbei directoare $D_Ş$ a şablonului se obține folosind o curbă intermediară C_I determinată ca înfăşurătoarea cercului de rază R_S egal cu al sculei, curbă care este folosită ca locul geometric al centrelor cercurilor de rază r a rolei. Profilul director al şablonului este curba înfăşurătoare $D_Ş$ a cercurilor de rază r. În multe cazuri se elimină în oarecare măsură dificultățile de trasare a curbei directoare $D_Ş$ a şablonului, prin alegerea razei r a rolei de aceeaşi mărime cu raza R_S a sculei.

Dacă directoarea are o formă închisă, realizarea ei este comodă folosind coordonatele polare (fig. 2.37).

Și în acest caz, trasarea formei șablonului implică luarea în considerare a celor două raze r și R_S. În afară de aceasta, mai tre-

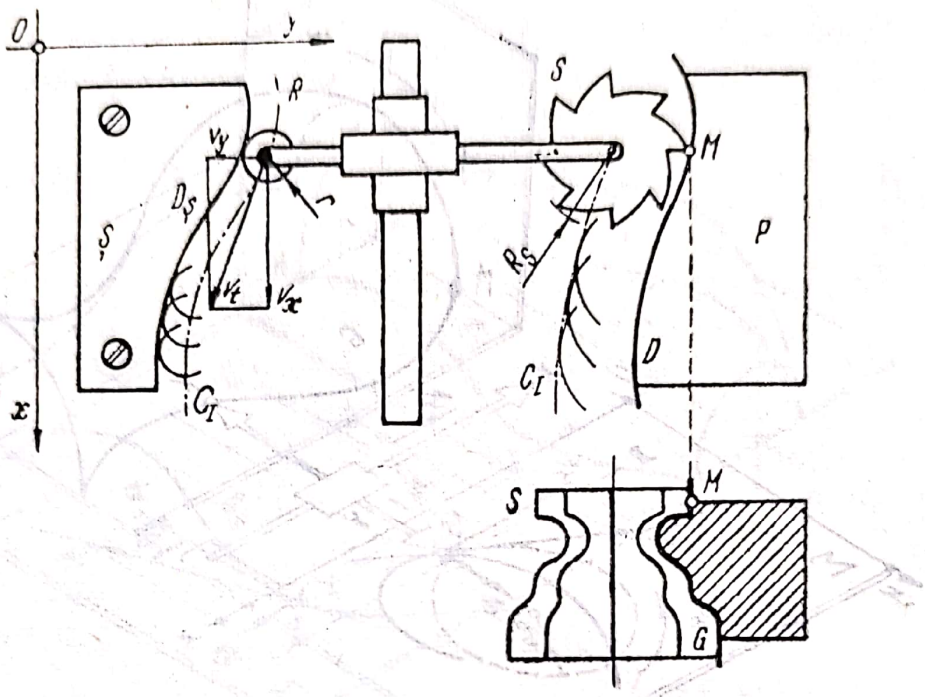


Fig. 2.36. Generarea suprafețelor complexe cu directoare programată (șablon).

buie să se țină seama și de vitezele unghiulare ω_S și ω_P ale șablonului și ale piesei, care trebuie să fie riguros identice și de același sens.

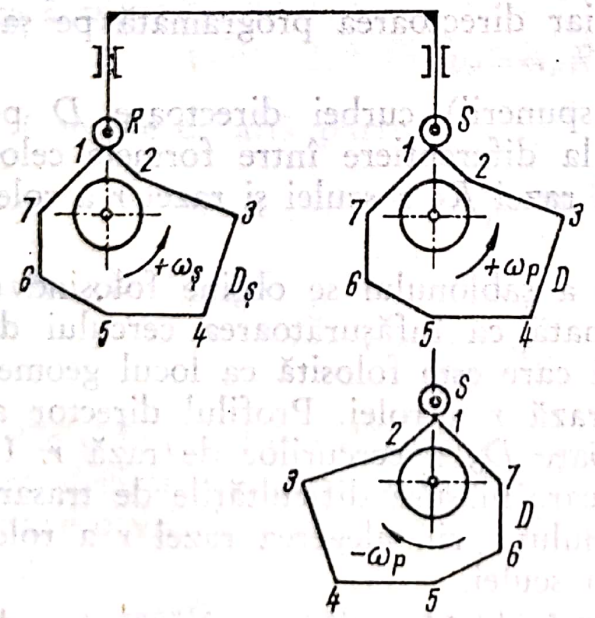


Fig. 2.37. Directoare programată (șablon) în coordonate polare.

Variația vitezelor unghiulare conduce la o directoare deformată, iar sensurile diferite ale acestora la o directoare reflectată ca formă.

γ. Ambele curbe programate. Programarea ambelor curbe este necesară în cazul generării suprafețelor foarte complicate, ale căror curbe generatoare nu pot fi realizate pe cale cinematică, sau a căror generatoare sau generatoare și directoare își modifică forma în timpul generării suprafeței.

Astfel de suprafețe se întîlnesc la matrițele de forjă, de

turnare sub presiune etc., sau la elicele de avion, de vase navale etc. şi se obţin în genere prin frezare şi mai rar prin strunjire.

Programarea se realizează pe model sau pe două şabloane. Modelul poate reprezenta o suprafaţă, într-un sistem de axe triortogonal sau cilindric.

În sistemul triortogonal (fig. 2.38), directoarea D este fixă şi nedeformabilă. Generatoarea G poate fi nedeformabilă (fig. 2.38, *a*) sau deformabilă (fig. 2.38, *b*) în timpul deplasării.

Modelul se poate considera ca format dintr-un număr oarecare de n şabloane, fiecare materializînd forma generatoarei

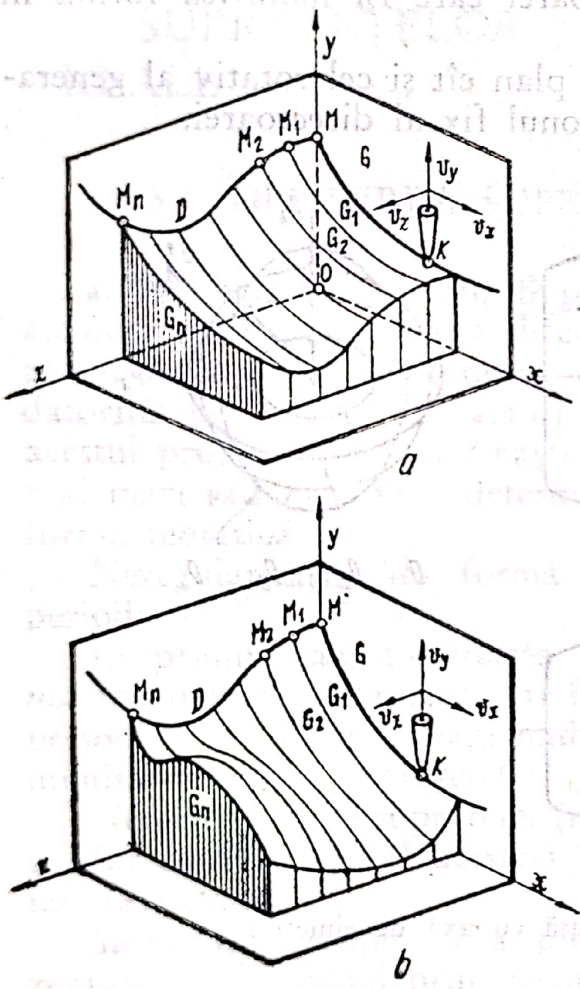


Fig. 2.38. Generatoare şi directoare programate sub formă de model.

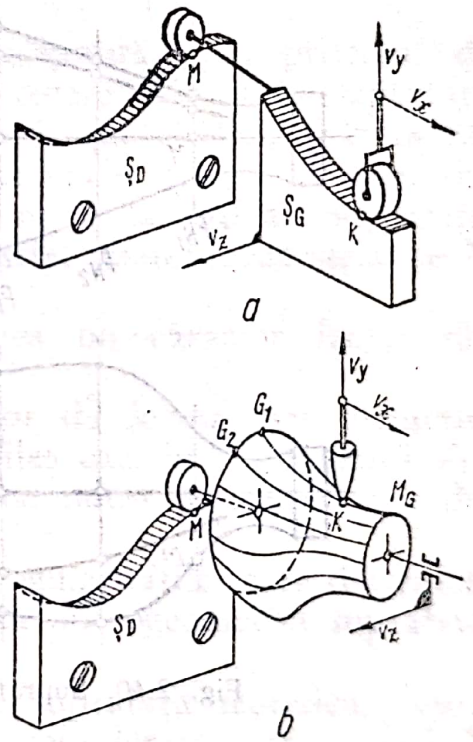


Fig. 2.39. Utilizarea şabloanelor: *a* — cazul cu două şabloane; *b* — cazul folosirii unui şablon şi a unui model rotativ în locul modelului triortogonal.

G_1, $G_2 \cdots G_n$, în punctele de sprijin M_1, $M_2 \cdots M_n$, pe curba directoare.

Această considerare se bazează pe faptul că însuşi modelul este proiectat şi confecţionat în acest mod, precum şi din cauză că trans-

punerea suprafeței modelului în suprafață a piesei se face prin transpunerea succesivă a generatoarelor materializate G_1, $G_2 \cdots G_n$, din planul xOy, considerat succesiv în punctele M_1, $M_2 \cdots M_n \cdots$ ale directoarei, la distanțe convenabil alese din punct de vedere tehnologic.

În locul modelului se pot folosi două șabloane (fig. 2.39, *a*) cînd generatoarea este nedeformabilă sau un șablon și un model rotativ (fig. 2.39, *b*) rezultat prin materializarea în planuri radiale, a formei G_1, $G_2 \cdots G_n$ a generatoarei care își modifică forma în timpul deplasării.

În ambele cazuri, atît șablonul plan cît și cel rotativ al generatoarei se deplasează urmărind șablonul fix al directoarei.

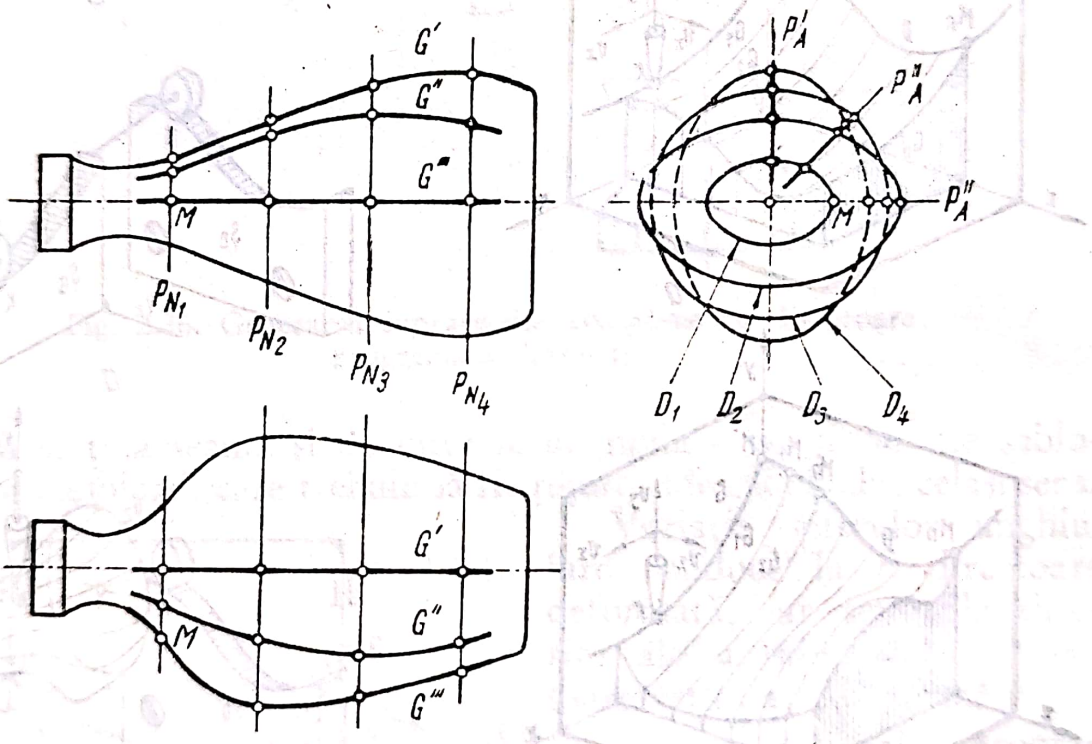


Fig. 2.40. Suprafață închisă cu axă de simetrie.

Suprafețele care au axă de simetrie (fig. 2.40) pot fi prelucrate prin strunjire și rectificare; modelul, identic cu piesa, fiind dotat cu o mișcare de rotație identică cu a piesei.

În planele axiale P'_A, P''_A ... sînt materializate generatoarele variabile G', G'' ..., iar în planele normale pe axă P_{N1}, P_{N2} ... se găsesc materializate directoarele D_1, D_2 ..., de asemenea, diferite ca formă.

Modele similare, cu o axă de simetrie se folosesc și în cazul frezării (matrițe pentru cauciucuri auto, matrițe pentru monede etc.).

3. GENERAREA SUPRAFEŢELOR REALE

3.1. DEFINIREA SUPRAFEŢEI REALE A PIESEI

a. **Suprafaţă şi profil.** Suprafaţa obţinută prin procesul de aşchiere pe maşina-unealtă diferă în oarecare măsură de suprafaţa geometrică, a cărei generare s-a arătat în paragrafele precedente, datorită unui număr de factori care intervin în timpul desfăşurării acestui proces şi care dau naştere unor neregularităţi ale suprafeţei mai mari sau mai mici, determinînd astfel abaterile acesteia de la forma teoretică.

Neregularităţile de formă pot avea un caracter izolat sau periodic.

În primul caz, totalitatea abaterilor de formă este denumită *macrogeometria suprafeţei,* iar în al doilea caz, în care acestea sînt periodice, cu mărimea mai mult sau mai puţin constantă, este denumită *ondulaţia suprafeţei.*

Neregularităţile suprafeţei (microneregularităţile) care determină gradul de netezime al acesteia formează microgeometria suprafeţei sau *rugozitatea* ei.

Suprafaţa geometrică a piesei este suprafaţa teoretică, reprezentată convenţional prin desen tehnic considerată fără abateri de formă, de poziţie şi fără rugozitate.

Într-o secţiune oarecare a suprafeţei geometrice se obţine *profilul geometric.* El este determinat de forma geometrică (teoretică) a generatoarei sau directoarei.

Suprafaţa reală a aceleiaşi piese este suprafaţa care limitează piesa de mediul înconjurător, rezultată prin procesul de aşchiere. Ea se caracterizează prin abateri de la forma geometrică, prin abateri de poziţie şi prin rugozitate. O secţiune a suprafeţei reale determină *profilul real* al acesteia.

Scanned with OKEN Scanner

Suprafaţă efectivă este imaginea apropiată a suprafeţei reale, obţinută prin măsurare. Suprafaţa şi profilul efectiv sînt cu atît mai apropiate de suprafaţa şi profilul real, cu cît mijloacele de măsurare sînt mai precise.

b. **Abateri de la formă şi poziţie.** Abaterile profilului geometric de la forma teoretică se datoresc, în cazul generatoarei, fie abaterilor profilului sculei sau al programului (şablonului) de la profilul teoretic, fie erorilor cinematice care pot apărea în timpul generării generatoarei cinematice. În cazul directoarei, abaterile se datoresc aceloraşi cauze.

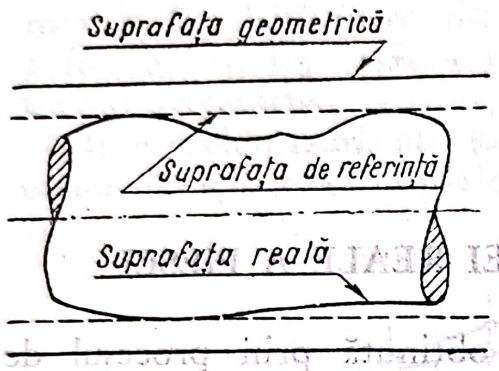


Fig. 3.1. Relaţiile dintre suprafaţa geometrică, de referinţă şi cea reală.

Profilul real rezultat include, pe lîngă abaterile profilului geometric, un număr de abateri datorită modului de poziţionare şi de comportare în timpul prelucrării a ansamblului piesă-sculă-maşină.

Abaterile de la formă şi poziţie se măsoară între suprafaţa (profilul) efectivă şi suprafaţa (profilul) de referinţă.

Suprafaţa de referinţă este o suprafaţă geometrică tangentă la suprafaţa reală în afara materialului, identică cu suprafaţa geometrică (teoretică) dată (fig. 3.1). Profilul de referinţă rezultă într-o secţiune a acestei suprafeţe.

Abaterile de la formă pot fi numeroase, funcţie de însăşi forma suprafeţei sau a profilului. Dintre cele mai frecvente se pot cita:

— abaterile de la rectilinitate (concavitatea, convexitatea, planeitatea);

— abaterile de la circularitate (ovalitatea, poligonalitatea);

— abaterile de la cilindricitate (conicitatea, butoiaşul, şeaua, curbura etc.).

Abaterile de la poziţie de asemenea pot fi numeroase, dintre care:

— abaterile de la coaxialitate;

— bătaia radială;

— bătaia frontală;

— abaterea de la paralelism;

— abaterea de la perpendicularitate etc.

Scanned with OKEN Scanner

c. **Rugozitatea suprafeţei.** Microneregularităţile suprafeţei, printre care şi ondulaţiile cu pasul sau înălţimea pînă la 15 μm, determină rugozitatea suprafeţei.

Rugozitatea suprafeţei se consideră în cadrul limitelor unei lungimi de referinţă (STAS 5730-57) de pe linia de referinţă.

Linia de referinţă pentru determinarea rugozităţii poate fi linia mijlocie a neregularităţilor asperităţilor (sistemul *M*) sau linia înfăşurătoare a acestora (sistemul *E*).

Asperităţile şi ondulaţiile care determină rugozitatea nu afectează abaterile de la formă decît în cadrul lungimii de referinţă.

3.2. GENERATOAREA REALĂ

a. **Generatoarea materializată.** Pentru generarea profilului unor piese de lungime mică se foloseşte ca generatoare forma muchiei aşchietoare a sculei (v. fig. 2.7), care materializează astfel însăşi generatoarea.

Forma muchiei aşchietoare este, în acest caz, identică cu forma generatoarei din planul acesteia, numai în cazurile în care unghiul de degajare γ este nul.

Pentru unghiul de degajare γ diferit de zero, muchia aşchietoare a sculei reprezintă proiecţia generatoarei din planul ei pe planul de degajare. Fig. 3.2 exemplifică obţinerea proiecţiei unei generatoare de formă foarte simplă, a unei suprafeţe de rotaţie, obţinută prin strunjire.

Generatoarea *G* de formă *AVB* se află în planul Γ al generatoarei. Caracteristicile geometrice ale acesteia sînt dimensiunile *h* şi *b*, sau una din aceste dimensiuni şi unghiul φ.

Directoarea *D* este circulară de rază oarecare R_D.

Muchia aşchietoare a sculei se află în planul de degajare, a cărui urmă *VW* face cu urma *VA* a planului generatoarei, unghiul γ.

Proiecţia profilului *AVB* din planul generatoarei pe planul de degajare se obţine prin proiectante circulare *AA'* concentrice cercului director. În planul de degajare, rabătut, generatoarea *AVB* se proiectează sub forma *A'VB'*, la care lăţimea *b* rămîne aceeaşi, în timp ce înălţimea devine *h'*, mai mare decît *h*. Ca urmare şi unghiul φ' va fi diferit de φ, şi anume mai mic.

Dacă se face proiecţia şi pentru alte puncte, de exemplu *r* şi *s*, ale generatoarei, se obţin punctele *r'* şi *s'* pentru muchia aşchietoare, puncte care nu sînt pe dreapta *VA'* (respectiv pe *VB'*), ast-

fel încît în locul dreptei $VrsA$ a generatoarei G, muchia aşchietoare a sculei trebuie să aibă o formă curbă $Vr's'A'$.

Cuţitul de strung, la rîndul său, trebuie să fie prelucrat, şi anume în lungul feţelor de aşezare pe direcţia VV'.

Profilul cuţitului pe această direcţie este determinat în planul MA' normal pe VV'. Proiecţia acestui profil $A'MB'$ diferă de precedenta prin înălţimea h'' care este mai mică decît h'. Deoarece b rămîne acelaşi, unghiul φ'' este mai mare decît φ'. De asemenea, laturile MA' şi MB' sînt curbe, diferite de VA', respectiv VB'.

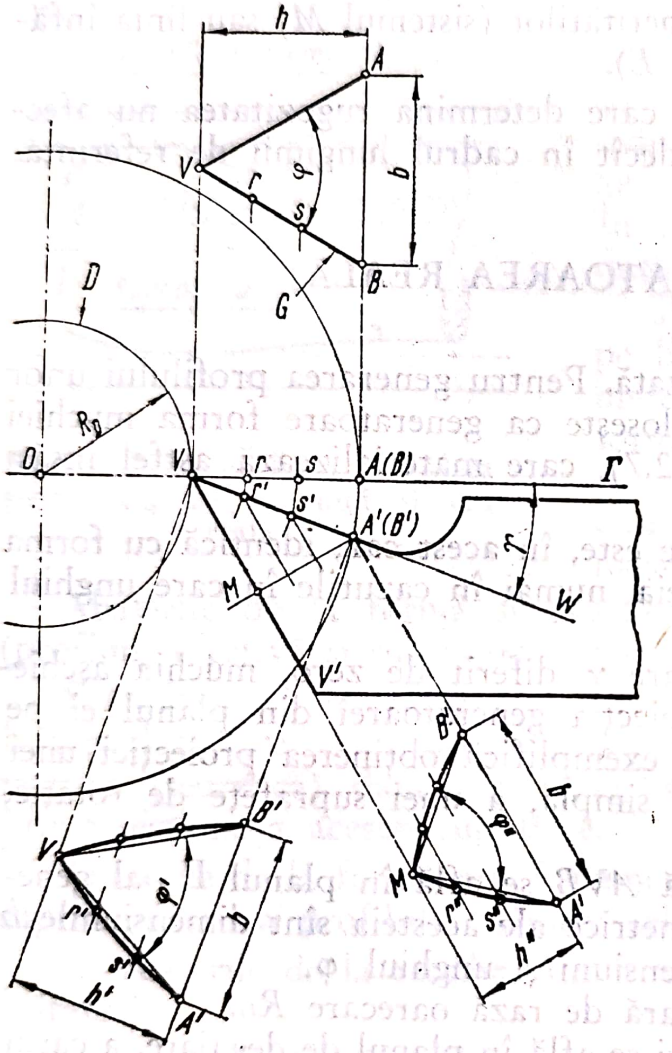


Fig. 3.2. Influenţa unghiului γ asupra formei muchiei aşchietoare.

Obţinerea profilului $A'MB'$ la prelucrarea sculei se va face inevitabil cu oarecare erori care se vor răsfrînge asupra profilului $A'VB'$ din planul de degajare şi deci şi asupra profilului AVB al generatoarei ce urmează a fi obţinut pe piesă.

La cele de mai sus trebuie menţionat că orice abateri constructive de la mărimile unghiurilor γ şi α introduc deformaţii ale profilului $A'VB'$ şi deci şi a generatoarei AVB.

În afara erorilor de execuţie a profilului sculei, o altă sursă de deformare a generatoarei AVB o formează poziţionarea eronată a sculei în raport cu planul generatoarei, adică a vîrfului V care poate fi aşezat în afara planului Γ sau la altă rază decît R_D. Chiar dacă V este poziţionat corect, se poate ca unghiul γ obţinut prin aşezarea sculei în suportul maşinii-unelte să fie diferit de cel luat în considerare la proiectarea profilului $A'VB'$ al sculei, ceea ce duce la deformarea generatoarei.

Deplasarea vîrfului V al sculei se mai poate produce şi în timpul procesului de aşchiere datorită unei rigidităţi insuficiente a sistemului sculă-piesă-maşină sau din cauza deformaţiilor termice ale acestui ansamblu.

În timp, uzura neuniformă a muchiei aşchietoare are ca urmare deformarea profilului său.

Din cele de mai sus rezultă că, prin modul real de generare a suprafeţelor pe maşinile-unelte, cu generatoarea materializată prin muchia aşchietoare a sculei, suprafeţele reale rezultate pot diferi sensibil de suprafeţele teoretice.

b. **Generatoarea cinematică.** Muchiile aşchietoare de lungimi mari, fiind dificil de realizat şi întreţinut, sînt înlocuite la generarea suprafeţelor prin generatoare cinematice.

Generatoarea cinematică este generată teoretic de un punct K care se deplasează pe o traiectorie anumită ca formă, punctul K fiind materializat prin vîrful unei scule.

Din punct de vedere real, acest vîrf nu poate fi punctiform în sensul geometric, ci este reprezentat printr-o muchie aşchietoare,

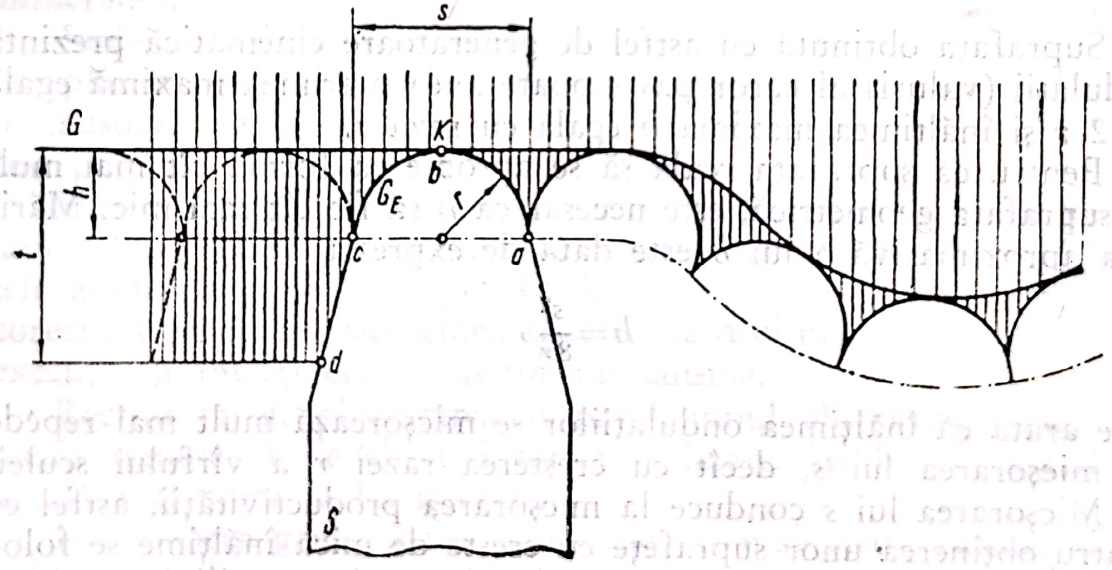


Fig. 3.3. Generatoare elementară.

G_E, de dimensiuni suficient de mici, care trebuie să asigure o utilizare economică a muchiei aşchietoare, astfel ca uzura acesteia să se facă într-un timp acceptabil din punctul de vedere al exploatării sculei (fig. 3.3).

Datorită acestor cauze, vîrful teoretic punctiform K al generatoarei geometrice este înlocuit, la generarea suprafeţelor reale, prin-

tr-o mică muchie materializată denumită *generatoare elementară* G_E, care din punctul de vedere al formei sale nu are nici o legătură cu aceea a generatoarei pe care o generează.

Pentru a răspunde în mare măsură unei uzuri uniforme a vîrfului sculei, generatoarea elementară are forma de arc de cerc de raza r.

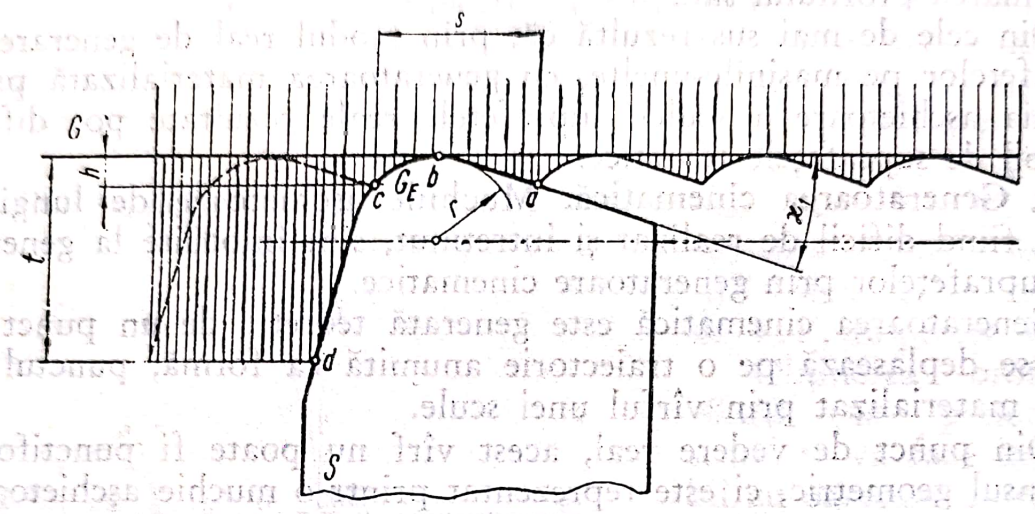


Fig. 3.4. Generatoare elementară în cazul unghiului $\varkappa_1$ mic.

Suprafața obținută cu astfel de generatoare cinematică prezintă ondulații (valuri) al căror pas s poate avea mărimea maximă egală cu $2\,r$ și înălțimea maximă h egală cu raza r.

Pentru ca suprafața reală să se apropie ca formă cît mai mult de suprafața geometrică, este necesar ca h să fie cît mai mic. Mărimea aproximativă a lui h este dată de expresia

$$h=\frac{s^2}{8r},$$

care arată că înălțimea ondulațiilor se micșorează mult mai repede cu micșorarea lui s, decît cu creșterea razei r a vîrfului sculei.

Micșorarea lui s conduce la micșorarea productivității, astfel că pentru obținerea unor suprafețe cu creste de mică înălțime se folosesc, în special pentru generatoarele cinematice rectilinii, scule a căror generatoare elementară are forma din fig. 3.4, cercul de rază r continuîndu-se printr-o tangentă, care face cu generatoarea cinematică unghiul $\varkappa_1$. În această construcție, pentru o aceeași ondulație de pas s, mărimea crestei h este mult mai mică.

O dată cu micșorarea lui h, prin această construcție se îmbunătățește rezistența la rupere a sculei, deoarece devine mai lată, asigurînd astfel și o mai bună răcire a sa, deci o durabilitate mai mare la uzură.

Scanned with OKEN Scanner

Datorită faptului că în prelucrare trebuie îndepărtat un strat de material de grosime t, generatoarea elementară este prelungită pe porţiunea cd. Cu toate că aceasta ia parte în procesul de aşchiere, ea nu intervine în crearea generatoarei cinematice a suprafeţei. Din această cauză şi datorită faptului că h este mic în raport cu s, generatoarea cinematică G se poate considera formată din segmente de mărime s care reprezintă o parte din proiecţia generatoarei elementare G_E pe porţiunea abc.

Mărimea s a distanţei dintre două creste de pe generatoarea cinematică se numeşte *avans*.

Mărimea t a distanţei dintre suprafaţa generată anterior şi suprafaţa generată actual este denumită *adîncime de aşchiere*.

Ambele mărimi se află în planul generatoarei şi se măsoară ca atare în acest plan.

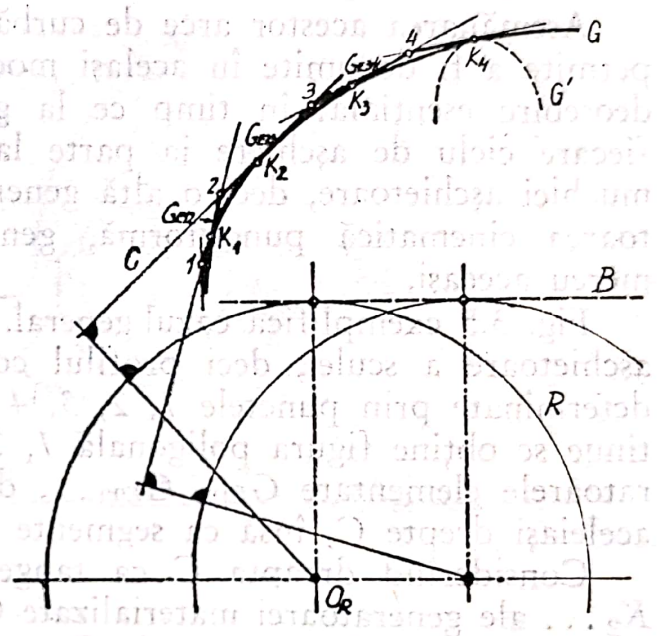


Fig. 3.5. Generatoare înfăşurătoare.

Traiectoria generatoarei cinematice G poate fi rectilinie, circulară sau o rezultantă a combinaţiei acestora, realizate prin elementele ghidaj-sanie şi fus-lagăr. O deosebită importanţă în obţinerea corectă a generatoarelor cinematice o are deci modul de construcţie, execuţie şi întreţinere a acestor mecanisme.

Rectilinitatea, planeitatea şi paralelismul elementelor mecanismelor trebuie să fie cît mai corect realizate, iar bătaia radială şi axială a acestora să fie minime.

Deformarea generatoarei cinematice se mai poate datora vibraţiilor, jocurilor şi variaţiei temperaturii, care influenţează modul de funcţionare al elementelor de ghidare fus-lagăr şi sanie-ghidaj.

c. **Generatoarea înfăşurătoare.** Generatoarea cinematică rezultată ca înfăşurătoare se obţine, după cum s-a arătat la generarea teoretică a suprafeţelor, prin rularea profilului conjugat materializat prin muchia aşchietoare.

Rularea necesită mişcări strict coordonate, astfel că oricare abatere de la această cerinţă se traduce prin deformarea generatoarei obţinute cinematic.

Pe de altă parte, datorită periodicității procesului de așchiere, generatoarea nu rezultă ca o curbă continuă, ci ca o succesiune de arce de curbă sau de drepte (fig. 3.5), relativ mici ca lungime și identice cu porțiunile corespunzătoare ale profilului muchiei așchietoare în cazul avansului periodic, sau ca o curbă intermediară între aceasta și curba generată, dacă avansul este continuu.

Asemănarea acestor arce de curbă cu o generatoare elementară permite a fi denumite în același mod. Totuși trebuie remarcată o deosebire esențială: în timp ce la generatoarea înfășurătoare, la fiecare ciclu de așchiere ia parte la generare o altă porțiune a muchiei așchietoare, deci o altă generatoare elementară, la generatoarea cinematică punctiformă, generatoarea elementară rămîne mereu aceeași.

Fig. 3.5 exemplifică cazul general. Dreapta C reprezintă muchia așchietoare a sculei, deci profilul conjugat al curbei generatoare determinate prin punctele *1, 2, 3, 4* . . . În locul unei curbe continue se obține figura poligonală *1, 2, 3, 4* . . . , formată de generatoarele elementare G_{E12}, G_{E23} . . . diferite ca mărime, aparținînd aceleiași drepte C, însă ca segmente diferite ale ei.

Considerînd dreapta C ca tangentă comună în punctele K_1, K_2 . . . ale generatoarei materializate G' și generatoarei generate G, prin rulare, cazul prezentat în fig. 3.5 este general.

3.3. DIRECTOAREA REALĂ

a. **Directoarea cinematică punctiformă.** Fiind descrisă de către punctul M de sprijin al generatoarei pe directoare, aceasta din urmă este realmente cinematică și punctiformă, deci o traiectorie geometrică pură.

Forma poate fi influențată însă de corectitudinea construcției și funcționării mecanismelor fus-lagăr și ghidaj-sanie, ca și de vibrațiile și variațiile de temperatură produse în timpul funcționării mașinii-unelte.

b. **Directoarea înfășurătoare.** Rezultată prin rulare, directoarea înfășurătoare este de fapt formată din arce cicloidale (epi- sau hipocicloide alungite) de mărime AMB (v. fig. 2.18) descrise de punctul M.

Sculele folosite în astfel de generări de suprafețe (freze, pietre abrazive etc.), posedînd un număr oarecare z_S de generatoare, adică dinți, și deci un număr egal de puncte M, vor descrie la o rotație (fig. 3.6) un același număr de curbe ciclice, identice, însă decalate

între ele cu a z_S parte, care se întretaie dînd naştere curbelor mai mici A_1A_2, A_2A_3, A_3A_4 ... tangente la aceeaşi directoare.

Aceste porţiuni de arce de cicloidă reprezintă materializarea punctului M şi vor fi denumite *directoare elementare*, fiind rezultate în acelaşi mod ca şi generatoarele elementare şi posedînd aceleaşi proprietăţi.

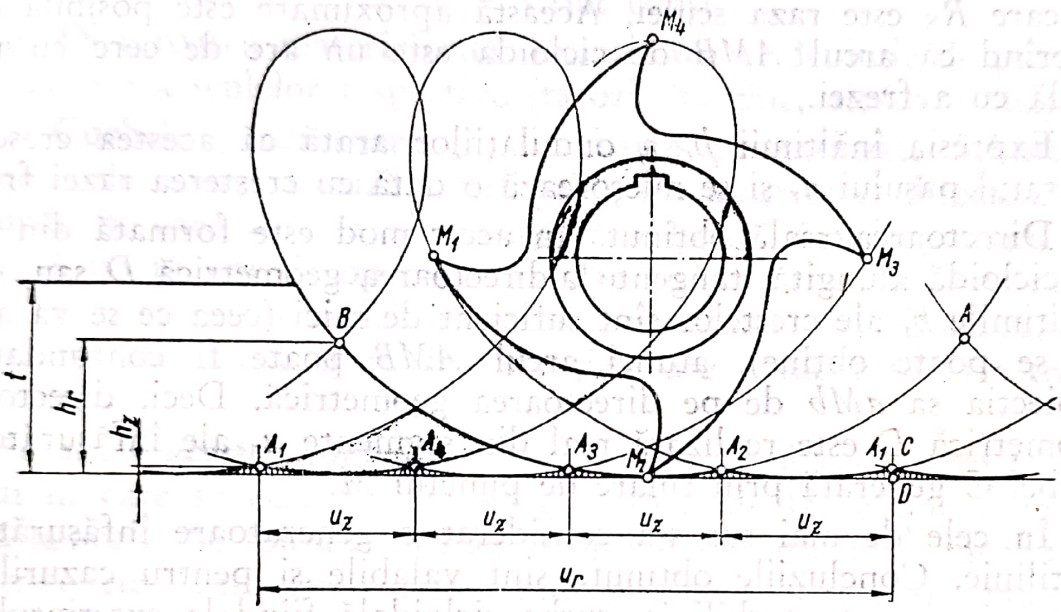


Fig. 3.6. Directoarea înfăşurătoare a curbelor cicloidale.

Caracteristicile cinematice ale curbelor ciclice (v. cap. 8) sînt determinate de condiţia ca rulanta de rază R_R să ruleze fără alunecare pe linia de bază B (v. fig. 2.18).

Această condiţie este îndeplinită dacă

$$v_u = R_R \omega_R,$$

în care v_u este viteza de deplasare a rulantei pe baza B, iar ω_R viteza unghiulară a sa, egală cu viteza unghiulară ω_S a frezei, astfel că mărimea razei rulantei se va exprima funcţie de turaţia n_S a sculei prin

$$R_R = \frac{v_u}{2\pi n_S}.$$

Pentru v_u în mm/min şi n_S în rot/min, rezultă R_R în mm.

Întrucît bucla epicicloidei se reproduce la o rotaţie a frezei, şi deci şi a rulantei, pasul u_r al ondulaţiilor este identic în mărime cu lungimea periferică a rulantei, adică

$$u_r = 2\pi R_R = \frac{v_u}{n_S}.$$

Înălțimea h_r a ondulațiilor se poate determina cu diferite formule, dar cu suficientă aproximație poate fi folosită formula utilizată pentru determinarea aceleiași înălțimi în cazul cuțitului cu vîrf rotunjit,

$$h_r = \frac{u_r^2}{8R_S},$$

în care R_S este raza sculei. Această aproximare este posibilă considerînd că arcul AMB de cicloidă este un arc de cerc cu raza egală cu a frezei.

Expresia înălțimii h_r a ondulațiilor arată că acestea cresc cu pătratul pasului u_r și se micșorează o dată cu creșterea razei frezei.

Directoarea reală obținută în acest mod este formată din arce de cicloidă alungită, tangente la directoarea geometrică D sau, dacă înălțimile h_r ale crestelor sînt suficient de mici (ceea ce se va arăta că se poate obține), atunci arcul AMB poate fi confundat cu proiecția sa aMb de pe directoarea geometrică. Deci, directoarea geometrică D este realizată real din segmente u_r ale înfășurătoarei curbei C generată prin rulare de punctul M.

În cele de mai sus s-a considerat o generatoare înfășurătoare rectilinie. Concluziile obținute sînt valabile și pentru cazurile în care aceasta este curbilinie, curba cicloidală fiind la exteriorul sau interiorul acesteia, cu deosebirea că traiectoriile directoare obținute vor fi epicicloide, respectiv hipocicloide, alungite.

În cazul sculelor posedînd z_S dinți, pasul ondulațiilor (fig. 3.6) se micșorează de același număr de ori, devenind

$$u_z = \frac{u_r}{z_S},$$

iar înălțimile acestora

$$h_z = \frac{u_z^2}{8R_S}.$$

Cum h_z se poate scrie și sub forma

$$h_z = \frac{u_r^2}{8R_S z_S^2} = \frac{h_r^3}{z_S^2},$$

rezultă că înălțimea ondulațiilor se micșorează cu pătratul numărului de dinți al sculei.

Ca urmare, suprafața reală este obținută pe baza unei directoare înfășurătoare, formată din directoare elementare, mici arce

de cicloidă, a căror proiecţii de mărime u_z le vom denumi *avans director*.

c. **Directoarea transpusă prin rulare.** Curba directoare se obţine în acest caz pe cale cinematică pură, fiind generată prin rulare de punctul M, pe care se sprijină generatoare. Ca urmare ea are forma teoretică matematică, dacă condiţia de rulare, raportul dintre viteze, este menţinut strict constant.

d. **Directoarea materializată.** Exactitatea ei depinde de precizia de execuţie a sculelor respective (tarozi, burghie, alezoare etc.).

e. **Curbele generatoare şi directoare programate.** Şabloanele şi modelele materializează traiectoriile generatoare şi directoare în cazurile în care acestea au forme complicate. Confecţionarea lor necesită un număr de operaţii ca: transpunerea desenului pe material, prelucrarea mecanică şi eventual manuală, rectificarea etc., implicînd inevitabil erori de execuţie, care evident se vor transpune piesei.

În afara acestor surse de erori, mai există şi cele datorite modului în care se face transmiterea mişcării de la şablon şi model pînă la sculă. Se folosesc în acest scop sisteme mecanice, hidraulice, electrice etc., care au o elasticitate şi inerţie mai mare sau mai mică a elementelor constituente, dînd loc la deformaţii elastice ale pieselor mecanice, comprimarea uleiului, deformaţii ale semnalelor electrice etc. În toate cazurile, o influenţă o are şi variaţia temperaturii mediului înconjurător asupra erorilor de transmitere.

În cazul unui purtător de program sub formă de cartele şi benzi perforate, benzi magnetice etc., pe care se transpune traiectoria ce urmează a fi reprodusă, în funcţie de coordonatele acesteia dintr-un sistem de coordonate oarecare, operaţiile de codificare şi transpunere, precum şi transmiterea programului prin sistemele menţionate mai sus, pînă la sculă şi piesă, sînt surse de erori care dau loc la abateri de la forma teoretică a generatoarei sau directoarei obţinute pe această cale.

Rezultă din cele de mai sus că atît generatoarele cît şi directoarele care intervin real în generarea suprafeţelor pe maşinile-unelte au abateri de la forma teoretică, indiferent dacă sînt materializate prin muchia aşchietoare a sculei, sînt generate pe cale cinematică directă sau prin intermediul unui program.

Problema de bază a obţinerii de suprafeţe cît mai apropiate de forma teoretică constă în găsirea de soluţii care micşorează cît mai mult aceste abateri.

Scanned with OKEN Scanner

3.4. CINEMATICA PROCESULUI DE AȘCHIERE

a. Procesul de așchiere. Procesul tehnologic de așchiere constă în îndepărtarea sub formă de așchii a unei cantități de material de pe o piesă brută sau semifinită, în scopul obținerii unei suprafețe a piesei de anumită formă, dimensiune și rugozitate într-un timp minim.

Procesul de așchiere se efectuează pe mașini-unelte cu ajutorul sculelor așchietoare și necesită anumite mișcări relative între sculă și piesă, pe traiectorii determinate de cinematica generării suprafețelor și cu viteze condiționate atît de cinematica generării suprafețelor cît și de cinematica procesului de așchiere.

Cinematica procesului de așchiere constă în stabilirea vitezei de așchiere, a avansului de așchiere și a adîncimii de așchiere, pe baza legilor teoriei așchierii.

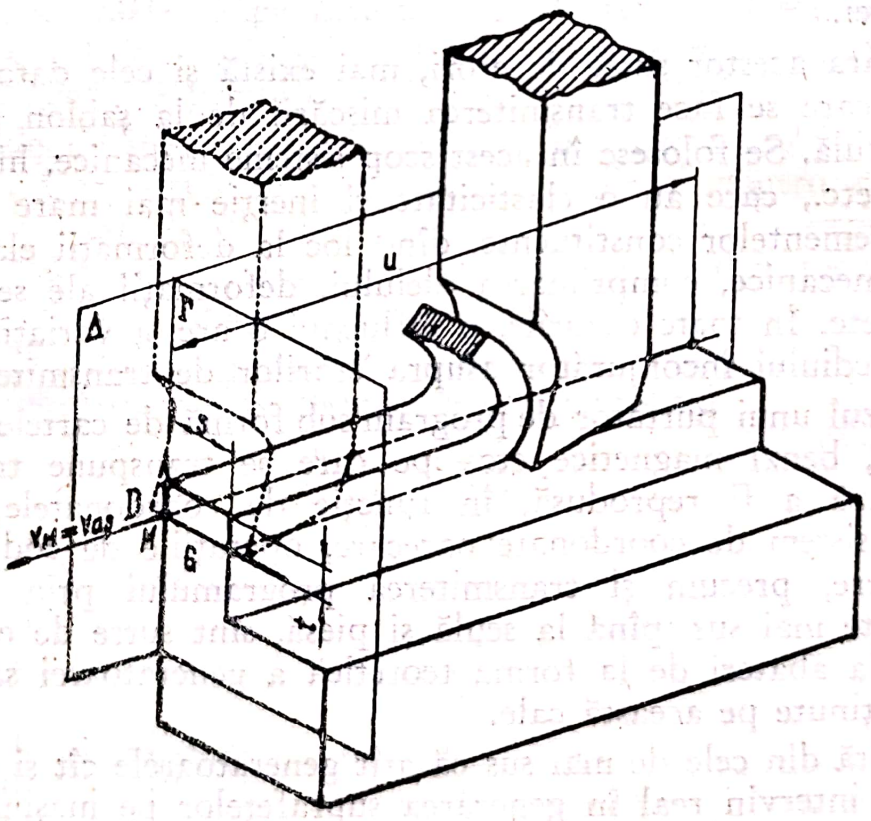


Fig. 3.7. Parametrii procesului de așchiere:
$v_{aș}$ — viteză de așchiere; s — avans; t — adîncimea de așchiere la rabotare.

Viteza de așchiere $v_{aș}$, mărimea avansului de așchiere s și a adîncimii de așchiere t (fig. 3.7) depind de un mare număr de factori tehnologici și economici, ca: natura și tratamentul termic

al materialului piesei şi al sculei, ungerea şi răcirea sculei, rugozitatea suprafeţei obţinute şi economicitatea procesului de aşchiere.

În generarea suprafeţelor prin procesul de aşchiere, generatoarea materializată G sau generatoarea elementară G_E este partea de muchie aşchietoare a sculei care vine în contact cu materialul piesei în timpul procesului de aşchiere. Traiectoria directoare este traiectoria D pe direcţia căreia se deplasează muchia aşchietoare, cu viteza de aşchiere $v_{aş}$.

b. **Ciclul tehnologic.** Procesul de aşchiere necesită iniţial poziţionarea sculei în raport cu piesa, pentru obţinerea adîncimii de aşchiere t şi a avansului de aşchiere s (fig. 3.8), urmată de deplasarea sculei în raport cu piesa, cu viteza de aşchiere $v_{aş}$ pe traiectoria directoare.

Procesul de aşchiere durează atîta timp cît condiţiile menţionate sînt îndeplinite, adică pe durata de timp necesară muchiei aşchietoare să parcurgă lungimea u a directoarei.

Mărimea acestui timp de aşchiere va fi

$$T_{aş} = \frac{u}{v_{aş}}.$$

Procesul de aşchiere şi deci şi cel de generare a suprafeţei sînt terminate dacă generatoarea materializată prin muchia aşchietoare a sculei are mărimea generatoarei suprafeţei (fig. 3.7). În caz contrar, muchia aşchietoare a sculei este o generatoare elementară G_E (fig. 3.8), care pentru a genera suprafaţa trebuie să se deplaseze pe generatoarea G a ei.

Pentru a se realiza această deplasare, scula trebuie readusă în poziţia iniţială şi repoziţionată în lungul generatoarei G, pentru asigurarea unui nou avans s, după care procesul de aşchiere, poate reîncepe.

Generarea întregii suprafeţe de lăţime b va necesita un număr oarecare de repoziţionări a sculei şi de repetare a tuturor fazelor necesare producerii procesului de aşchiere.

Ca urmare, pentru generarea unei suprafeţe în cazul generatoarei cinematice, *procesul de aşchiere se produce periodic*, după un ciclu bine determinat, care constă din trei faze distincte, şi anume:

— faza de aşchiere;
— faza de înapoiere;
— faza de poziţionare.

Totalitatea acestor trei faze formează *ciclul tehnologic de aşchiere*.

Scanned with OKEN Scanner

Fiecare fază are loc într-un timp anumit $T_{aș}$, t_i și t_p, a căror sumă determină timpul T_{CC} al ciclului tehnologic de așchiere.

Cei trei timpi componenți ai timpului ciclului tehnologic depind de parametri diferiți. Astfel, timpul de așchiere $T_{aș}$, după cum s-a arătat, depinde de lungimea de așchiere u pe directoare și de viteza

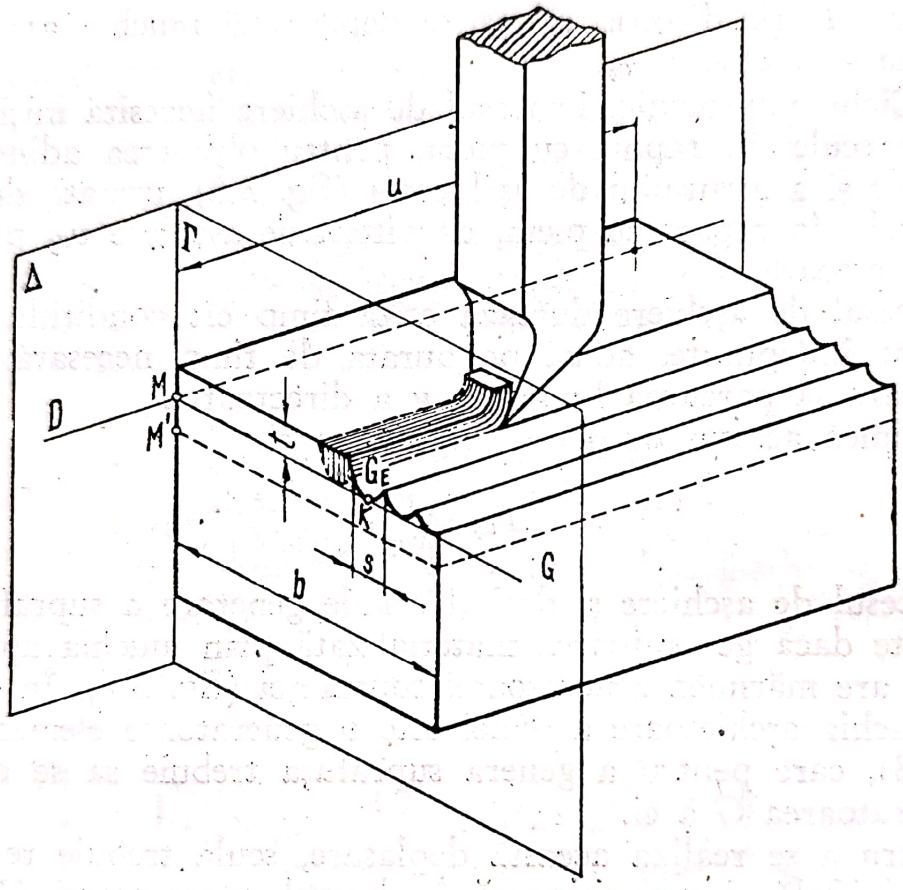


Fig. 3.8. Generarea suprafeței la rabotare cu generatoare elementară.

de așchiere $v_{aș}$, pe cînd timpul de înapoiere t_i depinde evident de aceeași lungime de așchiere u și de o viteză de înapoiere v_i a cărei mărime nu este condiționată de procesul de așchiere. Timpul t_p de poziționare este determinat de mărimea spațiului parcurs de la una dintre poziții la următoarea, adică de mărimea s a avansului și de viteza de avans v_{av} cu care se face această deplasare.

Viteza de înapoiere v_i și cea de avans v_{av} depind, la rîndul lor, de modul de funcționare al mecanismelor care asigură realizarea mișcărilor respective și ca urmare ele pot avea diverse mărimi și pot fi variabile sau constante, ele neinfluențînd producerea procesului de așchiere.

Scanned with OKEN Scanner

În cazuri particulare, cînd traiectoria directoare este o curbă închisă, de exemplu la strunjire (fig. 3.9), nu mai este necesară faza de înapoiere în cadrul ciclului tehnologic respectiv, astfel încît timpul de înapoiere t_i este nul.

Viteza de avans v_{av} poate varia oricum în timpul poziţionării generatoarei elementare, din K' în K. În particular, viteza de

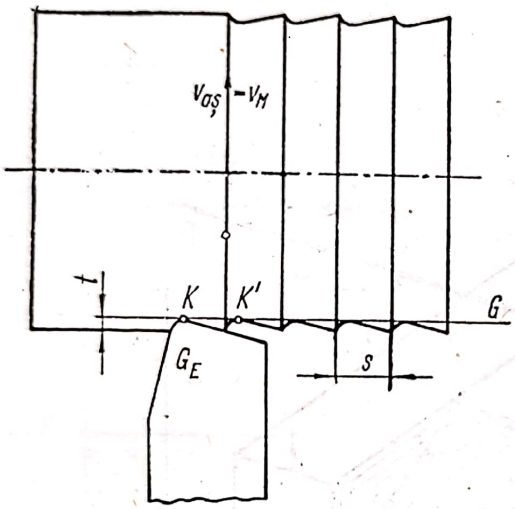


Fig. 3.9. Strunjire cu avans periodic.

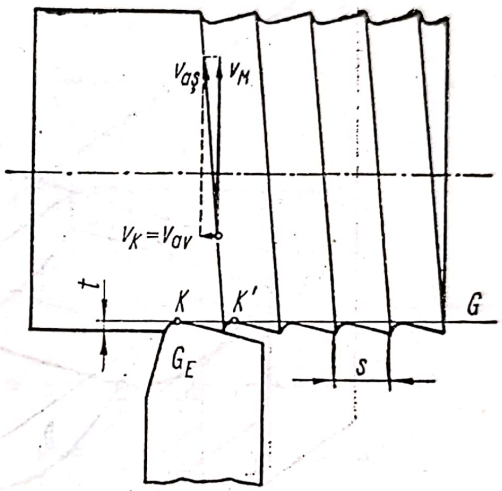


Fig. 3.10. Strunjire cu avans continuu.

avans poate fi şi constantă ca mărime, mişcarea de avans producîndu-se pe întreaga durată a fazei de aşchiere ca, de exemplu, în multe cazuri la strunjire (fig. 3.10), timpul fazei de poziţionare t_p fiind egal cu al fazei de aşchiere.

În acest caz particular se spune că procesul de aşchiere se produce cu *avans continuu*, subînţelegîndu-se mişcarea de avans cu viteză constantă în mărime şi sens.

La frezarea cu freză cilindrică (fig. 3.11), directoarea cinematică D fiind realizată prin directoare elementare D_E, din arce cicloidale de formă $a\ M_1\ b$, ciclul tehnologic se repetă de atîtea ori de cîte ori se repoziţionează aceasta în M_1, $M_2 \cdots$ pe lungimea l a piesei.

Distanţa u dintre două poziţii succesive ale directoarei elementare D_E este *avansul director*.

Viteza de poziţionare a directoarei elementare, ca şi în cazul poziţionării generatoarei elementare, poate varia oricum sau poate fi constantă ca mărime.

În cazul în care lăţimea b a suprafeţei ce trebuie generată prin frezare este mai mare decît generatoarea materializată, atunci ge-

neratoarea elementară G_E va trebui repoziționată ca și în cazul rabotării, studiat mai înainte.

Datorită faptului că această poziționare a generatoarei elementare se face după parcurgerea întregii lungimi a directoarei D, mișcarea de repoziționare, adică mișcarea de avans, este periodică și cu viteză variabilă.

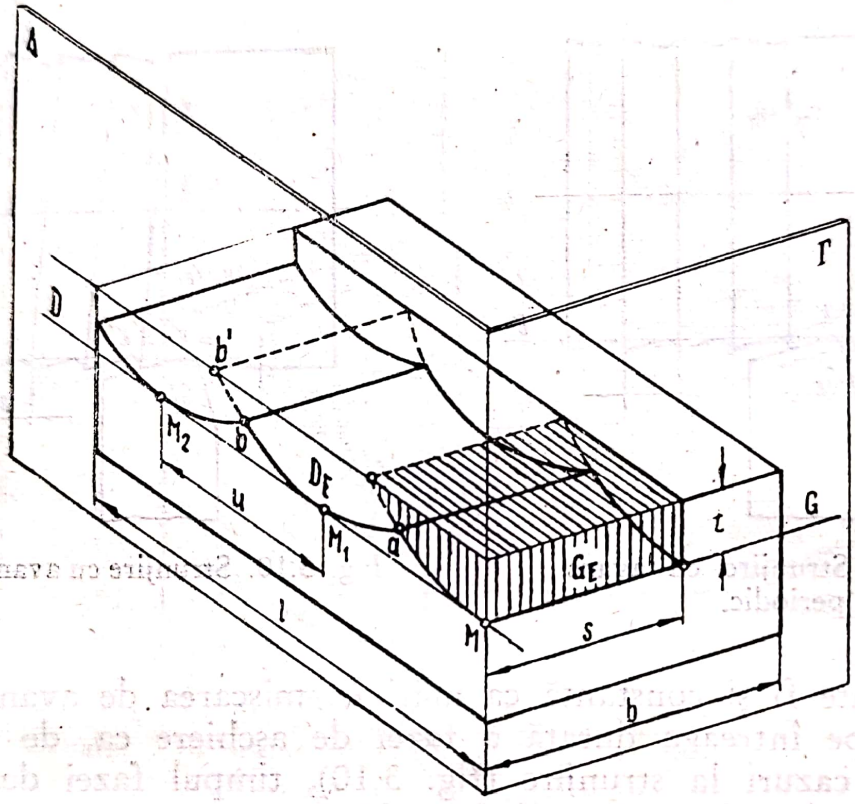


Fig. 3.11. Avansul director u în cazul frezării.

La prelucrarea prin broșare (fig. 3.12), mișcarea de avans este inexistentă, deoarece fiecare dinte al acesteia are muchia așchietoare (generatoarea materializată) poziționată prin însăși construcția sculei, pe direcția adîncimii de așchiere. Ca urmare, timpul de poziționare este nul.

De asemenea, timpul de înapoiere, pentru reînceperea ciclului tehnologic de așchiere, este nul, deoarece prelucrarea prin broșare se efectuează la o trecere într-un singur sens al broșei.

Ciclul tehnologic s-ar putea prezenta într-o ciclogramă ca în fig. 3.13, în care s-au luat în considerare toate cele trei faze componente: de așchiere, înapoiere și poziționare.

Productivitatea procesului de așchiere pe un ciclu tehnologic este cu atît mai mare, cu cît suma timpilor de înapoiere t_i și de

poziţionare t_p, denumită timp auxiliar T_{aux}, este mai mică în raport cu timpul de aşchiere $T_{aş}$, ideal fiind ca T_{aux} să fie nul.

Acest din urmă caz se întîlneşte, de exemplu, la strunjirea cu avans continuu sau la frezare, rectificare etc., la care timpul de înapoiere este nul, iar cel de poziţionare se suprapune timpului de aşchiere, sau în cazul broşării, la care atît timpul de înapoiere cît şi cel de poziţionare sînt nuli.

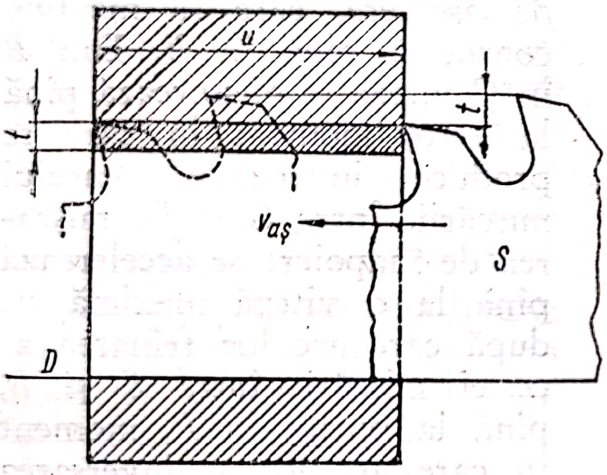


Fig. 3.12. Prelucrare prin broşare.

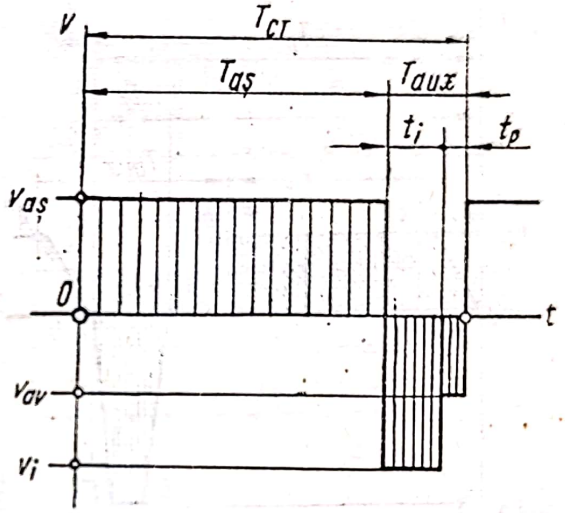


Fig. 3.13. Ciclu tehnologic.

În alte cazuri, de exemplu la rabotare, unde atît t_i cît şi t_p nu pot fi nuli, se urmăreşte ca aceştia să fie cît mai mici, deci ca mişcarea de înapoiere şi poziţionare să se facă cu viteze cît mai mari.

c. **Ciclul cinematic.** Realizarea deziderateloŕ ciclului tehnologic: viteza de aşchiere constantă în toată faza de aşchiere şi timpuri minime în celelalte faze impune folosirea unor mecanisme corespunzătoare, ale căror mişcări studiate din punct de vedere mecanic conduc inevitabil la un *ciclu cinematic al procesului de aşchiere* în generarea suprafeţelor.

Ciclul cinematic diferă esenţial de cel tehnologic, întrucît el ţine seamă de variaţiile vitezelor pe care ciclul tehnologic le consideră constante (viteza de aşchiere, viteza de avans) ca şi de vitezele a căror mărime şi variaţie nu interesează procesul de aşchiere (viteza de înapoiere, viteza de poziţionare) decît prin timpul t_i şi t_p consumat pentru aceste faze.

Pe de altă parte există şi alte diferenţieri între ciclul cinematic şi cel tehnologic, prin faptul că ciclul cinematic poate conţine mai multe cicluri tehnologice.

Ciclul cinematic nu se poate reprezenta într-o singură ciclogramă, datorită faptului că el se referă la mișcări pe două traiectorii diferite: traiectoria directoare (mișcarea de așchiere și de înapoiere) și traiectoria generatoare (mișcarea de avans).

Fig. 3.14 reprezintă o ciclogramă pentru cazul prelucrării prin rabotare. În cursa de lucru, viteza relativă dintre sculă și piesă crește de la valoarea zero pînă în A la mărimea $v_{aș}$ a vitezei de așchiere, care se menține constantă pînă în B. Din B în C viteza se micșorează pînă la zero, moment în care se produce inversarea sensului mișcării. Între C și D, mișcarea de înapoiere se accelerează pînă la o viteză maximă v_i, după care are loc frînarea acestei mișcări, între E și F, pînă la oprire în F, moment în care are loc și inversarea sensului mișcării și reînceperea ciclului cinematic.

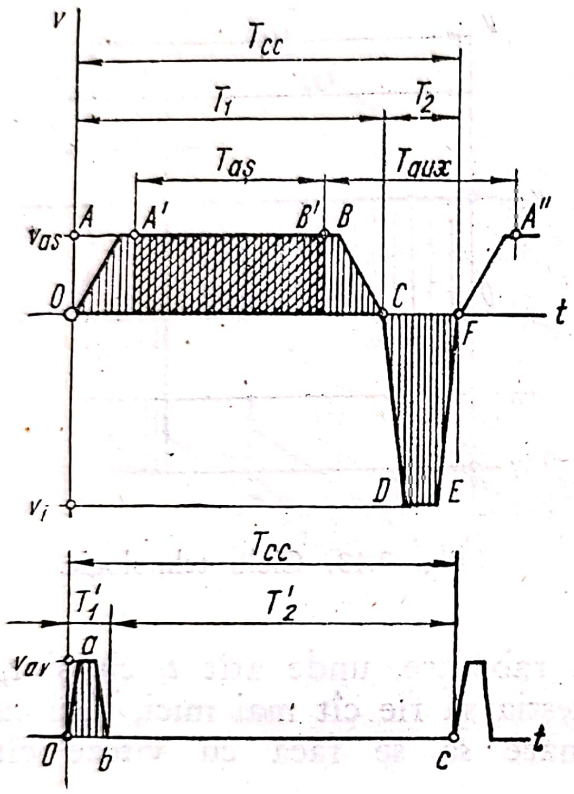


Fig. 3.14. Ciclu cinematic.

Ciclul cinematic pe traiectoria directoare are deci două faze de timp T_1 și T_2, corespunzătoare celor două sensuri de deplasare pe această traiectorie.

Aceste două faze ale ciclului cinematic nu corespund ca mărime fazelor ciclului tehnologic, deoarece procesul de așchiere nu poate începe la momentul zero, viteza de așchiere fiind nulă, ci după ce aceasta ajunge la mărimea de regim, cel puțin în momentul A, dacă nu în A'.

De asemenea, procesul de așchiere trebuie să se termine în B' sau cel mai tîrziu în B, întrucît viteza de așchiere se micșorează în timp, astfel încît faza de așchiere a ciclului tehnologic este mai mică decît faza de lucru T_1 cinematică, fiind cuprinsă în ea.

Între B' și A'', din punct de vedere tehnologic, urmează fazele auxiliare. Ciclul tehnologic se desfășoară în timpul dintre A' și A'' egal cu cel al ciclului cinematic, însă decalat în raport cu acesta.

Scanned with OKEN Scanner

Pe de altă parte, pe traiectoria generatoare, poziţionarea sculei în cadrul ciclului cinematic se face în cursa de lucru, înainte ca scula să ia contact cu piesa, între timpul zero şi *b* al ciclului, egal sau mai mic decît timpul necesar accelerării mişcării pe traiectoria directoare, pînă la valoarea de regim $v_{aş}$.

Mişcarea de poziţionare a sculei se efectuează şi ea cu o viteză de avans v_{av}, care iniţial are valoarea zero şi care în timpul *Ob* creşte pînă la un maxim, după care revine la zero în *b* şi se menţine astfel pînă la terminarea ciclului cinematic în *c*.

La strunjire faza de înapoiere nu există, iar poziţionarea sculei se face în acelaşi timp al fazei de lucru, astfel încît timpul auxiliar este nul.

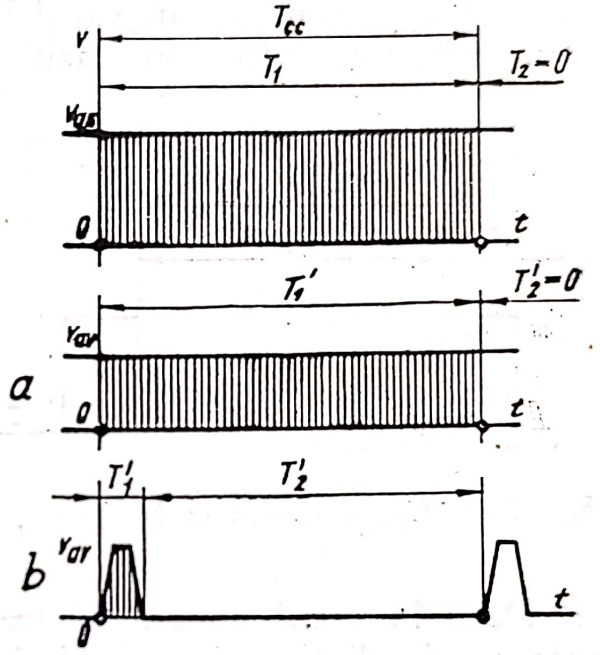


Fig. 3.15. Ciclu cinematic la strunjire: *a* — cu avans continuu; *b* — cu avans periodic.

Din punct de vedere cinematic, viteza de aşchiere fiind constantă, ciclul cinematic se va prezenta ca în fig. 3.15, *a*, în cazul avansului continuu, şi ca în fig. 3.15, *b*, în cazul avansului periodic, o dată pe ciclu (rotaţie). În cazul frezării (fig. 3.16), considerînd că freza posedă un singur dinte, la o rotaţie a acestuia, muchia sa aşchietoare descrie prin material porţiunea de arc de cerc *aMb*, în cazul avansului periodic, sau arc de cicloidă, dacă avansul este continuu, corespunzător unui unghi la centru φ_c, iar restul de traiectorie *bca* este descris fără producerea procesului de aşchiere. Din această cauză,

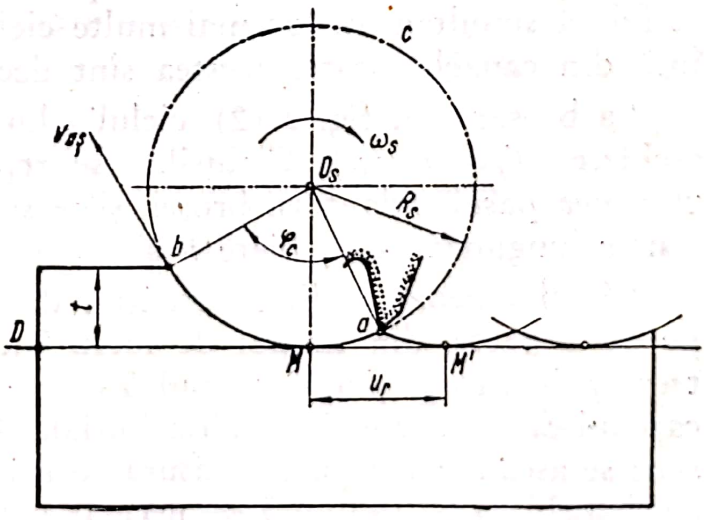


Fig. 3.16. Frezarea.

timpul descrierii unghiului φ_c este timpul de lucru $T_{aş}$ din ciclul tehnologic, iar restul timpului, pînă la completarea rotației, este timpul auxiliar, neproductiv T_{aux} (fig. 3.17).

În ceea ce privește ciclul cinematic, mișcarea se face cu aceeași viteză de așchiere pe toată durata ciclului de frezare. Ca urmare, ciclograma cinematică în cazul frezării este identică cu aceea a strunjirii (fig. 3.15), în cazul din fig. 3.15, *a*, pentru avans continuu, și în cazul din fig. 3.15, *b*, pentru avans periodic.

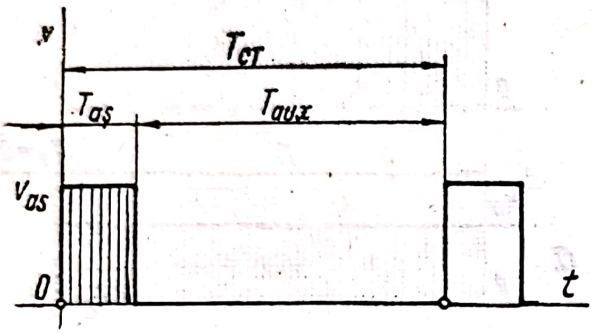


Fig. 3.17. Ciclul cinematic la frezare.

Freza, posedînd un număr de z_S dinți, descrie la o rotație același număr de arce de cicloidă; în cazul avansului continuu (v. fig. 3.6) descriind un număr egal de directoare elementare și deci același număr de cicluri tehnologice de așchiere.

Deci, în cazul normal al frezării, în care scula are un număr z_S de dinți mai mare decît unitatea, pe durata unui ciclu cinematic se produc z_S cicluri tehnologice, decalate în timp cu $1/z_S$ din timpul ciclului cinematic T_{CC} și decalate în spațiu de unghiul $\gamma_z = 360°/z_S$, dînd naștere avansului director pe dinte u_z.

În mod normal, unghiul φ_c, corespunzător directoarei elementare $a\,M\,b$, este mai mare decît pasul unghiular γ_z al danturii, astfel că simultan au loc mai multe cicluri tehnologice de așchiere, însă din cauzele citate, acestea sînt decalate în spațiu.

La broșare (v. fig. 3.12), ciclul tehnologic constă din timpul de așchiere ($T_{aş} = u/v_{aş}$). Ciclurile se reproduc în timp, funcție de mărimea pasului danturii broșei, și se suprapun, funcție de raportul dintre lungimea de așchiere u și de pasul danturii.

Ciclul cinematic diferă esențial de cel tehnologic, el constînd, pe de o parte, din timpul de lucru T_1, în care lungimea întreagă trece prin broșă, și din timpul T_2 necesar readucerii broșei (sau a capului de prindere) în poziția inițială. Ca urmare, ciclograma broșării se aseamănă în mare măsură cu aceea a rabotării (v. fig. 3.14), cu deosebirea că timpul T_{CC}, necesar unui ciclu cinematic, este mult mai mare decît ciclul tehnologic.

Scanned with OKEN Scanner

3.5. VITEZA DE AŞCHIERE

Viteza de aşchiere este unul dintre cei mai importanţi parametri ai procesului de aşchiere şi realizarea ei, în condiţiile cerute de acesta, ridică probleme specific cinematice, care conduc la obţinerea ei mai mult sau mai puţin apropiată de cea cerută. Din această cauză este necesar a se face deosebire între *viteza tehnologică de aşchiere* (teoretică) cerută şi *viteza reală de aşchiere* (cinematică) obţinută în procesul real de aşchiere pe maşina-unealtă. Pe de altă parte, viteza reală de aşchiere rezultă în foarte multe cazuri din compunerea mai multor viteze, dintre care componenta cea mai apropiată ca mărime de viteza reală de aşchiere, asigurată de lanţul cinematic principal, o vom denumi *viteza principală de aşchiere.*

a. **Viteza tehnologică de aşchiere.** Generarea suprafeţelor pieselor pe maşinile-unelte este condiţionată nu numai de criteriile geometrice şi tehnologice, ci şi de criterii economice, care cer crearea suprafeţei printr-o productivitate maximă a procesului de aşchiere pentru o rugozitate impusă.

Aceste cerinţe economice influenţează foarte mult mărimea vitezei tehnologice de aşchiere. Pentru a pune în evidenţă aceasta, este necesar a face o distincţie între suprafaţa finală şi suprafeţele intermediare care apar în procesul de generare.

Stratul de material care trebuie îndepărtat prin aşchiere pentru obţinerea suprafeţei finale are o grosime H, denumită *adaos de prelucrare,* mai mare sau mai mică, care în genere nu poate fi eliminat dintr-o singură generare a suprafeţei.

Ca urmare, pentru îndepărtarea adaosului de prelucrare este necesară îndepărtarea a k straturi de material şi generarea a k suprafeţe intermediare. Dintre acestea, numai ultima, suprafaţa finală, trebuie să îndeplinească şi condiţia unei anumite rugozităţi.

Din această cauză, generarea suprafeţei pentru o productivitate maximă şi o anumită rugozitate necesită două faze ale căror condiţii tehnico-economice sînt:

— timp minim pentru îndepărtarea unei cantităţi cît mai mari de material pe ciclul de aşchiere, în timpul generării suprafeţelor intermediare şi

— timp minim pentru generarea suprafeţei finale, de o anumită rugozitate.

Scanned with OKEN Scanner

La aceste două condiții tehnico-economice trebuie să se adaoge și a treia:

— cost minim al sculei, al întreținerii sale și consum redus de energie în procesul de așchiere, condiții care trebuie îndeplinite în ambele faze citate.

În prima fază, la degroșare, îndepărtarea unei cantități cît mai mari de material într-un ciclu tehnologic se poate obține dacă produsul $s \cdot t \cdot u$ este maxim, iar timpul minim, deci dacă viteza tehnologică de așchiere $v_{aș}$ este maximă.

În a doua fază, la finisare, o suprafață maximă obținută pe un ciclu tehnologic cere ca produsul $s \cdot u$ și viteza tehnologică de așchiere să fie maxime, iar pentru o rugozitate dată, înălțimea h a crestelor ondulațiilor să fie minimă.

Deci, în ambele faze se cere ca produsul $s \cdot u$ să fie maxim, ceea ce se obține printr-un avans de așchiere s maxim, care implică evident o sculă cu un tăiș lat, și printr-o lungime a directoarei maximă, care în anumite cazuri (rabotare, strunjire) depinde de dimensiunile piesei, iar în alte cazuri (frezare, rectificare), de mărimea avansului director u.

Adîncimea de așchiere t, trebuind să fie maximă în primul caz, influențează evident mărimea tăișului sculei, iar mărimea h a crestelor conduce la unghiuri de atac secundare $\varkappa_1$ minime (v. fig. 3.4).

În ambele faze se impune ca viteza tehnologică de așchiere $v_{aș}$ să fie maximă.

S-ar părea că obținerea productivității maxime a procesului de așchiere implică în fond obținerea numai a unei viteze tehnologice de așchiere maximă, întrucît celelalte elemente s, t și u pot fi realizate la valori suficient de mari, iar unghiul $\varkappa_1$ la valori minime, prin construcții corespunzătoare de scule.

În adevăr așa și este însă, în acest caz, nu se ia în considerare cea de-a treia condiție a costului minim a sculei, a întreținerii ei și a consumului de energie.

Costul minim al sculei și al întreținerii ei ca și consumul de energie sînt condiționate de uzura tăișului sculei care, împiedicînd obținerea unui proces de așchiere corespunzător, duce la creșterea consumului de energie și la inevitabila reascuțire a sculei.

Operația de reascuțire consumă, pe lîngă manopera corespunzătoare, și o parte din materialul sculei. Mult mai important însă este faptul că reascuțirea sculei mărește timpul auxiliar prin timpii consumați cu demontarea și montarea ei pe mașina-unealtă. În ansamblu, uzura sculei duce la micșorarea productivității.

Scanned with OKEN Scanner

La aceste două condiții tehnico-economice trebuie să se adaoge și a treia:

— cost minim al sculei, al întreținerii sale și consum redus de energie în procesul de așchiere, condiții care trebuie îndeplinite în ambele faze citate.

În prima fază, la degroșare, îndepărtarea unei cantități cît mai mari de material într-un ciclu tehnologic se poate obține dacă produsul $s \cdot t \cdot u$ este maxim, iar timpul minim, deci dacă viteza tehnologică de așchiere $v_{aș}$ este maximă.

În a doua fază, la finisare, o suprafață maximă obținută pe un ciclu tehnologic cere ca produsul $s \cdot u$ și viteza tehnologică de așchiere să fie maxime, iar pentru o rugozitate dată, înălțimea h a crestelor ondulațiilor să fie minimă.

Deci, în ambele faze se cere ca produsul $s \cdot u$ să fie maxim, ceea ce se obține printr-un avans de așchiere s maxim, care implică evident o sculă cu un tăiș lat, și printr-o lungime a directoarei maximă, care în anumite cazuri (rabotare, strunjire) depinde de dimensiunile piesei, iar în alte cazuri (frezare, rectificare), de mărimea avansului director u.

Adîncimea de așchiere t, trebuind să fie maximă în primul caz, influențează evident mărimea tăișului sculei, iar mărimea h a crestelor conduce la unghiuri de atac secundare $\varkappa_1$ minime (v. fig. 3.4).

În ambele faze se impune ca viteza tehnologică de așchiere $v_{aș}$ să fie maximă.

S-ar părea că obținerea productivității maxime a procesului de așchiere implică în fond obținerea numai a unei viteze tehnologice de așchiere maximă, întrucît celelalte elemente s, t și u pot fi realizate la valori suficient de mari, iar unghiul $\varkappa_1$ la valori minime, prin construcții corespunzătoare de scule.

În adevăr așa și este însă, în acest caz, nu se ia în considerare cea de-a treia condiție a costului minim a sculei, a întreținerii ei și a consumului de energie.

Costul minim al sculei și al întreținerii ei ca și consumul de energie sînt condiționate de uzura tăișului sculei care, împiedicînd obținerea unui proces de așchiere corespunzător, duce la creșterea consumului de energie și la inevitabila reascuțire a sculei.

Operația de reascuțire consumă, pe lîngă manopera corespunzătoare, și o parte din materialul sculei. Mult mai important însă este faptul că reascuțirea sculei mărește timpul auxiliar prin timpii consumați cu demontarea și montarea ei pe mașina-unealtă. În ansamblu, uzura sculei duce la micșorarea productivității.

Scanned with OKEN Scanner

Uzura tăișului sculei se produce pe fața de degajare și de așezare a sculei, caracterizîndu-se prin scobituri care cresc cu timpul și au drept consecință creșterea unghiurilor γ și α și a razei vîrfului sculei.

Scobiturile produse pe cele două fețe, datorită uzurii, cu timpul ajung să se unească, rezultînd astfel distrugerea tăișului. Tot datorită acestora capacitatea termică a sculei se micșorează, muchia așchietoare se încălzește excesiv, ceea ce favorizează distrugerea prematură a ei prin decălire și, ca urmare, necesită reascuțirea.

Uzura sculei se datorește frecării așchiei și a suprafeței piesei de fețele tăișului sculei. Intensitatea uzurii depinde de viteza de așchiere, de mărimea avansului s sau u și a adîncimii de așchiere t, de parametrii geometrici ai tăișului sculei α, β, $\varkappa$, de caracteristicile fizico-chimice ale materialului sculei și ale piesei și de condițiile de ungere și răcire ale acestora.

Uzura tăișului sculei nu poate fi evitată, dar intensitatea ei poate fi micșorată prin alegerea corespunzătoare a parametrilor de care depinde și, în primul rînd, de a vitezei de așchiere.

Pe criterii tehnico-economice s-a stabilit o uzură admisibilă, care conduce la o durabilitate economică a tăișului, asigurînd între două reascuțiri consecutive productivitatea maximă a procesului de așchiere la un preț de cost minim.

Durabilitatea economică, notată prin T, reprezintă timpul dintre cele două reascuțiri. El este stabilit prin mărimi ca 60, 180 sau 480 minute, funcție de genul mașinii-unelte.

Întrucît durabilitatea depinde de uzură și implicit și de viteza tehnologică de așchiere, aceasta din urmă se exprimă ca o funcție de durabilitate, care, după cum rezultă de mai sus, este parametrul principal în satisfacerea celei de-a treia condiții impuse de un proces tehnologic rațional. Astfel, viteza de așchiere, din punct de vedere tehnologic, este determinată prin expresia

$$v_{aș} = \frac{C_v}{T^m t^{x_v} s^{y_v}} \text{ (m/min)},$$

în care C_v, m, x_v și y_v sînt constante experimentale pentru diferite materiale, T este durabilitatea sculei în minute, iar t și s mărimile adîncimii de așchiere și a avansului de așchiere.

b. **Viteza reală de așchiere** (cinematică). Viteza de așchiere, din punctul de vedere al generării suprafețelor teoretice sau reale, este viteza v_M de deplasare a punctului de sprijin M al generatoarei pe traiectoria directoare, viteză a cărei mărime și sens nu influențează forma suprafeței generate. Ca urmare, punctului M și deci

și generatoarei G sau G_E li se pot atribui mărimea vitezei tehnologice de așchiere, cerută de însuși acest proces.

Traiectoriile directoare au în unele cazuri forme simple circulare sau rectilinii, însă în multe cazuri ele sînt curbe mai complicate, ca cele ciclice, spirale, elicoidale etc. Realizarea vitezei tehnologice de așchiere pe aceste traiectorii este dificilă.

Vitezele reale de așchiere obținute pe traiectoriile directoare în multe cazuri sînt variabile, funcție de parametrii cinematici ai mecanismului care asigură obținerea acestor mișcări sau datorită dependenței de însiși parametrii cinematici ai generării curbelor directoare respective. Din aceste cauze, în majoritatea cazurilor trebuie să se considere ca viteză tehnologică de așchiere o viteză reală medie de așchiere a vitezei de pe întreaga traiectorie sau de pe porțiuni ale acesteia.

α. **Traiectorii directoare rectilinii.** Vitezele reale de așchiere pe traiectoriile directoare rectilinii sînt în foarte puține cazuri constante ca mărime. Din considerente tehnico-funcționale, în obținerea vitezelor constante sînt folosibile sistemele hidraulice cu motor cu mișcare rectilinie (cilindru-piston) și mecanismul cu pinion-cremalieră.

Unele din problemele specifice ale mișcării pe traiectorii rectilinii sînt cele ale accelerării, decelerării și inversării sensului mișcării la capetele de cursă care afectează variația vitezei.

În cazul acționării hidraulice, aceste probleme sînt prezente, dar importanța lor este minoră atîta timp cît mărimea curselor este mare în raport cu spațiul necesar frînării și accelerării maselor în mișcare, datorită ușurinței de realizare a condițiilor de inversare în timp minim.

Folosirea mecanismului cu pinion-cremalieră implică o construcție complicată a mecanismelor de frînare și inversare mecanice sau folosirea în scopul acționării acestui mecanism a unor agregate electrice speciale de tip Ward-Leonard sau similare.

Mișcarea rectilinie continuă cu viteză constantă are o utilizare restrînsă (ferăstraie cu bandă, mașini de polizat cu bandă și curele, mașini de broșat cu lanț). Ea nu ridică nici una din problemele precedente, însă atrage după sine o construcție dificilă a sculelor.

Mecanismele mecanice de gen bielă-manivelă și culisă oscilantă prezintă avantaje în ceea ce privește fenomenul inversării, nefiind necesare nici un fel de mecanisme în acest scop, însă viteza realizată pe traiectorie rectilinie este variabilă. Din această cauză se folosește din mărimea cursei numai o anumită porțiune, pe care variația vitezei este acceptabilă din punct de vedere tehnologic,

Scanned with OKEN Scanner

viteza tehnologică fiind considerată ca media vitezelor reale extreme, depe porţiunea cursei de lucru.

În cazul directoarelor înfăşurătoare rectilinii obţinute pe cale cinematică ca, de exemplu, la frezarea unor suprafeţe plane (v. fig. 3.6), directoarele elementare sînt porţiuni de arce de cicloidă

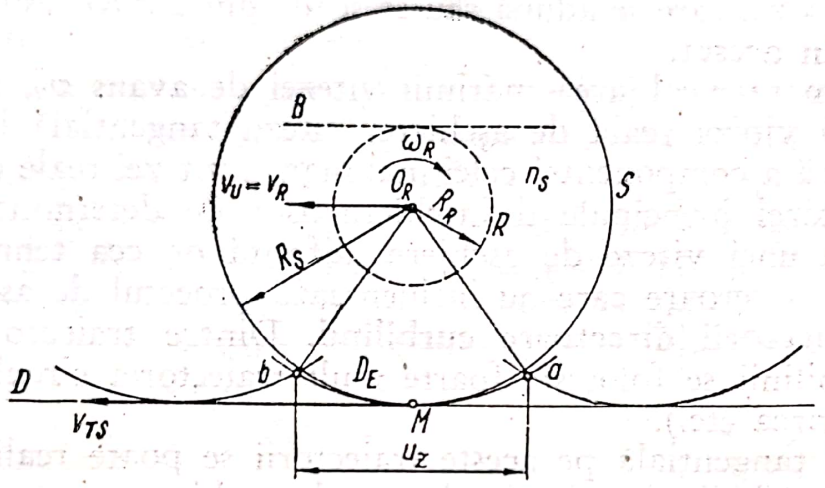


Fig. 3.18. Determinarea vitezei reale de aşchiere la frezare.

alungită. Viteza pe aceste traiectorii variază după o lege destul de complicată.

Arcele de cicliodă alungită $a\,M\,b$, directoarele elementare D_E (fig. 3.18), sînt foarte mici în raport cu raza R_S a sculei, proiecţia lor pe directoarea D reprezentînd avansul director pe dinte u_z.

Viteza reală de aşchiere $v_{aş}$ în punctul M este suma vectorilor vitezelor tangenţiale v_{TS} şi de transport v_u a ruletei de rază R_R,

$$v_{aş} = v_{TS} \pm v_u,$$

cele două semne ţin seama de faptul că frezarea se face în sensul avansului, cînd cele două viteze se adună, şi contra avansului, cînd ele se scad.

Această expresie se poate scrie sub forma

$$v_{aş} = \frac{2\pi R_S n_S \pm v_u}{1\,000} \text{ (m/min)},$$

în care R_S este dat în mm şi v_u, în mm/min. Mărimea vitezei de avans director se poate exprima prin

$$v_u = u_z \cdot z_S \cdot n_S \text{ (mm/min)},$$

astfel încît viteza reală de aşchiere se poate scrie

$$v_{aş} = (2\pi R_S \pm u_z z_S) \frac{n_S}{1\,000}.$$

Dacă se ţine seamă de valorile curente ale lui R_S (20—30 mm), u_z (0,2—0,5 mm/dinte) şi z_S (12—20 dinţi), se poate constata că produsul $u_z z_S$, care se adună sau se scade din $2\pi R_S$, este de ordinul lui 1% din acesta.

Ca urmare, neglijarea mărimii vitezei de avans v_u, prin considerarea ca viteză reală de aşchiere, viteza tangenţială la periferia frezei, adică a componentei celei mai mari a vitezei reale de aşchiere, deci a vitezei principale de aşchiere uşor de determinat, duce la acceptarea unei viteze de aşchiere, diferită de cea tehnologică cu circa $\pm$ 1%, eroare care nu influenţează procesul de aşchiere.

β. **Traiectorii directoare curbilinii.** Dintre traiectoriile directoare curbilinii se foloseşte foarte mult traiectoria circulară (strunjirea, găurirea etc.).

Viteza tangenţială pe aceste traiectorii se poate realiza teoretic conform mărimii vitezei tehnologice de aşchiere

$$v_{aş} = \frac{2\pi R_D n_M}{1\,000} \text{ (m/min)},$$

în care R_D este raza traiectoriei directoare (raza piesei sau sculei), iar n_M turaţia punctului M de pe directoare (turaţia piesei sau sculei). Practic apar însă oarecari restricţii, determinate de posibilitatea realizării tehnice a turaţiei n_M, deoarece ea depinde simultan de R_D şi $v_{aş}$,

$$n_M = \frac{1\,000}{2\pi} \frac{v_{aş}}{R_D} \text{ (rot/min)}.$$

În rezolvarea acestei probleme se recurge, în majoritatea cazurilor, la un compromis, alegîndu-se turaţia n_M apropiată de una dintre turaţiile n_S, pe care maşina-unealtă le poate asigura, deoarece gama de turaţii a acesteia este în serie geometrică, condiţionată de menţinerea unei aceleiaşi productivităţi pentru oricare dintre turaţiile maşinii respective. Ca urmare, nici în cazul directoarelor circulare nu se poate obţine totdeauna viteza de aşchiere tehnologică necesară, ci viteza reală de aşchiere, apropiată de cea teoretică.

Pe traiectoriile directoare spirale arhimedice, obţinerea unei viteze constante şi egale cu viteza tehnologică de aşchiere, pentru unghiuri θ mari (strunjirea plană), este extrem de dificil de realizat, necesitînd în acest scop un aparataj complicat, de obicei electric sau

Scanned with OKEN Scanner

electronic, justificat din punct de vedere economic numai la unele strunguri mari de strunjit plan.

În cazurile în care unghiul θ este mic (detalonarea), se consideră ca viteză reală de aşchiere viteza tangenţială la un cerc, care taie arcul de spirală arhimedică directoare într-un punct oarecare al acestuia, adică viteza principală de aşchiere.

Traiectoriile directoare curbe spaţiale, cum sînt elicele, sînt folosite în strunjire sau frezare.

Viteza pe aceste traiectorii poate fi realizată constantă în mărime, numai dacă elicele sînt cilindrice, rezultînd din însumarea vitezei tangenţiale cu cea de translaţie.

Cum cele două viteze trebuie să se afle într-un anumit raport constant (§ 2.3, *b*), realizat printr-un lanţ cinematic, este suficient a se asigura mişcarea de rotaţie corespunzătoare obţinerii unei viteze principale de aşchiere, tangenţială, egală sau apropiată vitezei tehnologice de aşchiere.

Întrucît

$$v_E = \frac{v_T}{\cos \beta},$$

în care v_E este viteza tangenţială la elice (viteza reală de aşchiere);

v_T — viteza tangenţială la cerc (viteza principală de aşchiere);

β — unghiul dintre tangenta la elice şi planul normal pe axa acesteia,

rezultă pentru $v_E = v_{aş}$ expresia

$$v_{aş} = \frac{2\pi R\, n}{1\,000 \cos \beta} \text{ (m/min)},$$

de unde turaţia necesară în acest caz

$$n = \frac{1\,000\, v_{aş}}{2\pi R} \cos \beta$$

este dată de o expresie similară cazului în care viteza de aşchiere se dezvoltă pe o traiectorie circulară, însă în care intervine şi $\cos \beta$.

Pentru unghiuri β mici se consideră $\cos \beta = 1$ şi se determină turaţia ca în cazul traiectoriei directoare circulare.

Dacă β este mare, trebuie să se ţină seama de influenţa sa în determinarea turaţiei n.

Scanned with OKEN Scanner

În ambele cazuri însă, mărimea lui n în genere nu poate fi practic realizată de mașina-unealtă din aceleași considerente expuse mai sus, la viteza pe traiectorii circulare, și deci viteza reală de așchiere va diferi de viteza tehnologică respectivă.

La frezarea elicelor, traiectoria directoare este cinematică, formată din directoare elementare, arce de curbe ciclice alungite, și deci viteza reală de așchiere pe acestea se consideră ca și în cazul traiectoriilor rectilinii obținute similar (fig. 3.18).

În genere, pentru oricare curbă directoare, realizarea unei viteze tangențiale egală în mărime cu viteza tehnologică de așchiere prezintă dificultăți care conduc la obținerea unei viteze reale de așchiere, funcție, în primul rînd, de mărimea vitezei principale de așchiere, care este condiționată de posibilitățile tehnice de realizare a ei.

3.6. AVANSUL ȘI VITEZA DE AVANS

a. **Cele trei avansuri,** s, t și u. În cadrul unui ciclu cinematic se produce cel puțin un ciclu tehnologic de așchiere, îndepărtîndu-se sub formă de așchii un volum de material a cărui formă geometrică depinde de forma generatoarei elementare (muchia sculei) și de forma curbei generatoare.

Volumul de material îndepărtat într-un ciclu cinematic, de exemplu, la prelucrarea prin rabotare (fig. 3.19), are ca secțiune în planul generatoarei aria de contur $aKbcda$, rezultat în parte din proiecția $aKbc$ a muchiei așchietoare $AKBC$ a sculei în contact cu materialul, completat prin dreapta cd a suprafeței inițiale și prin curba da, rezultată de la ciclul precedent.

Această arie poate fi asimilată dreptunghiului $a'b'c'd'$, avînd laturile de mărimi s și t, deoarece triunghiurile curbilinii bcc' și add' sînt asemenea și egale, iar înălțimile aa' și bb' ale crestelor sînt neglijabile în raport cu mărimea laturii t (v. § 3.1).

Poziția acestui dreptunghi este bine determinată în planul Γ al generatoarei, latura $a'b'$ fiind proiecția generatoarei elementare G_E pe generatoarea G a suprafeței, denumită *avans de așchiere*, notat prin s, iar latura $b'c'$ (sau $a'd'$) reprezentînd distanța dintre suprafața inițială și suprafața în curs de generare, aflată în același plan al generatoarei, denumită *adîncime de așchiere* și notată prin t.

A treia latură a solidului echivalent în volum cu cel al materialului îndepărtat într-un ciclu tehnologic de așchiere este lungimea

u a directoarei din planul Δ al acesteia, în cazul studiat egală cu lungimea l a piesei.

În cazul broşării din fig. 3.20, generatoarea este materializată prin muchia AB a unui dinte al broşei. Ea se deplasează pe directoarea D, îndepărtînd un volum de material de dimensiuni $s \cdot t \cdot u$

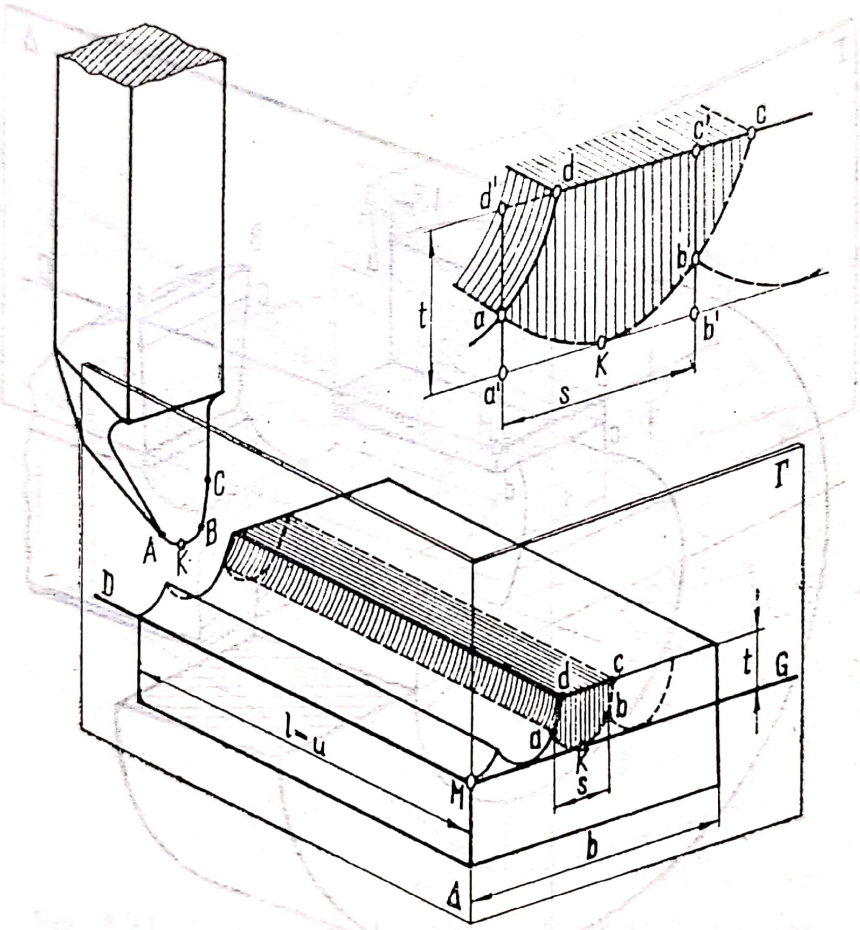


Fig. 3.19. Volumul de material îndepărtat la rabotare într-un ciclu cinematic.

la un ciclu tehnologic în care s este proiecţia ab pe planul generatoarei a muchiei AB, deci mărimea avansului de aşchiere t este distanţa dintre cele două suprafeţe, iniţială şi generată în ciclul de aşchiere, ca urmare adîncimea de aşchiere, iar lungimea u este egală cu lungimea l a suprafeţei generate.

La frezarea cu freze cilindrice (fig. 3.21), generatoarea materializată AB poate avea o formă oarecare, proiecţia acesteia pe generatoarea din planul său Γ fiind ab. Secţiunea maximă a volumului de material îndepărtat de un dinte, deci într-un ciclu tehnologic,

are forma dreptunghiulară *abcd*, în care *ab*, proiecţia muchiei aşchietoare, este avansul de aşchiere *s*, iar latura *bc*, adîncimea de aşchiere *t*.

A treia dimensiune a materialului îndepărtat într-un ciclu este determinată de lungimea arcului de cicloidă alungită *mMno*, a

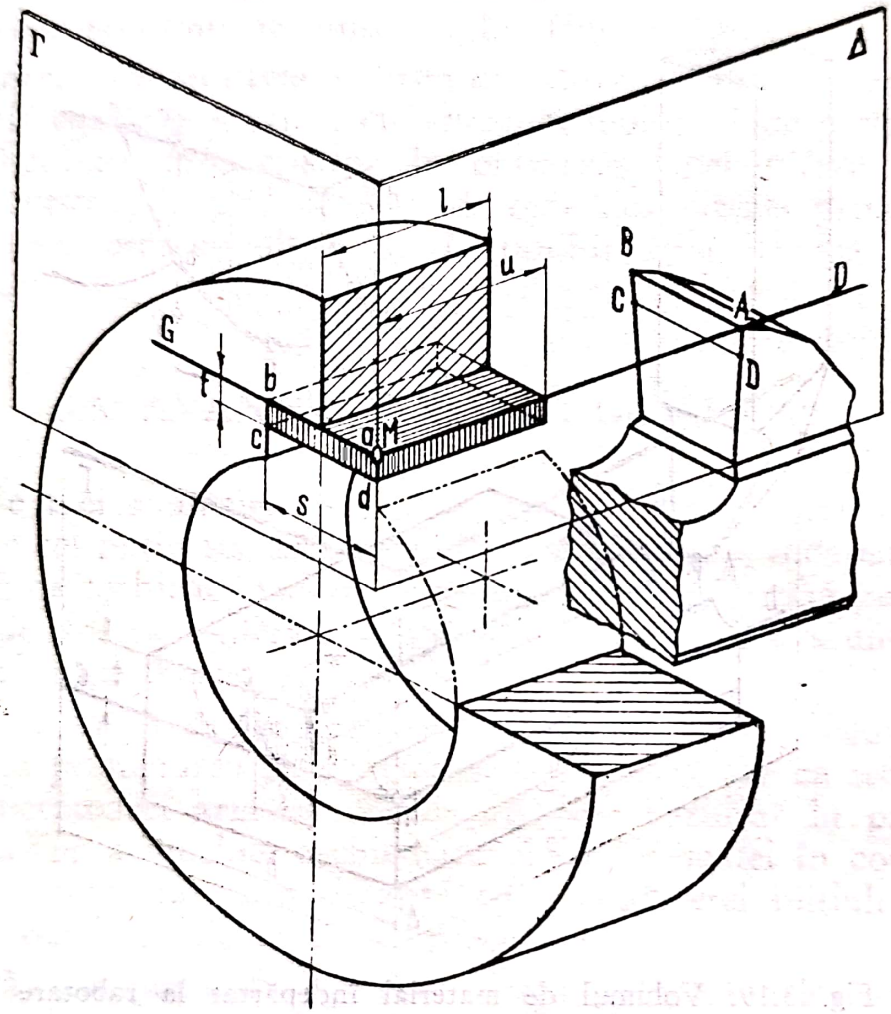


Fig. 3.20. Volumul de material îndepărtat la broşare de un dinte.

suprafeţei limitate de conturul complex *mMnopm*. Suprafaţa acestuia se poate uşor asimila cu a dreptunghiului $m'n'O'p'$, datorită egalităţii triunghiurilor curbilinii noo' şi mpp', precum şi a înălţimilor mm' şi nn', neglijabile, după cum s-a menţionat şi în cazul rabotării.

Ca urmare a egalităţii celor două arii, lungimea solidului echivalent este egală cu avansul director u_z pe dinte, egal în mărime cu proiecţia directoarei elementare *mMn* pe dreapta directoare *D*.

Generarea suprafeţei pe întreaga lungime l a directoarei necesită evident un număr de cicluri tehnologice de aşchiere, determinat de cîtul dintre lungimea suprafeţei şi mărimea u_z a avansului director.

La frezarea frontală (fig. 3.22), generatoarea elementară G_E din planul său se deplasează pe arce de cicloidă alungită de forma

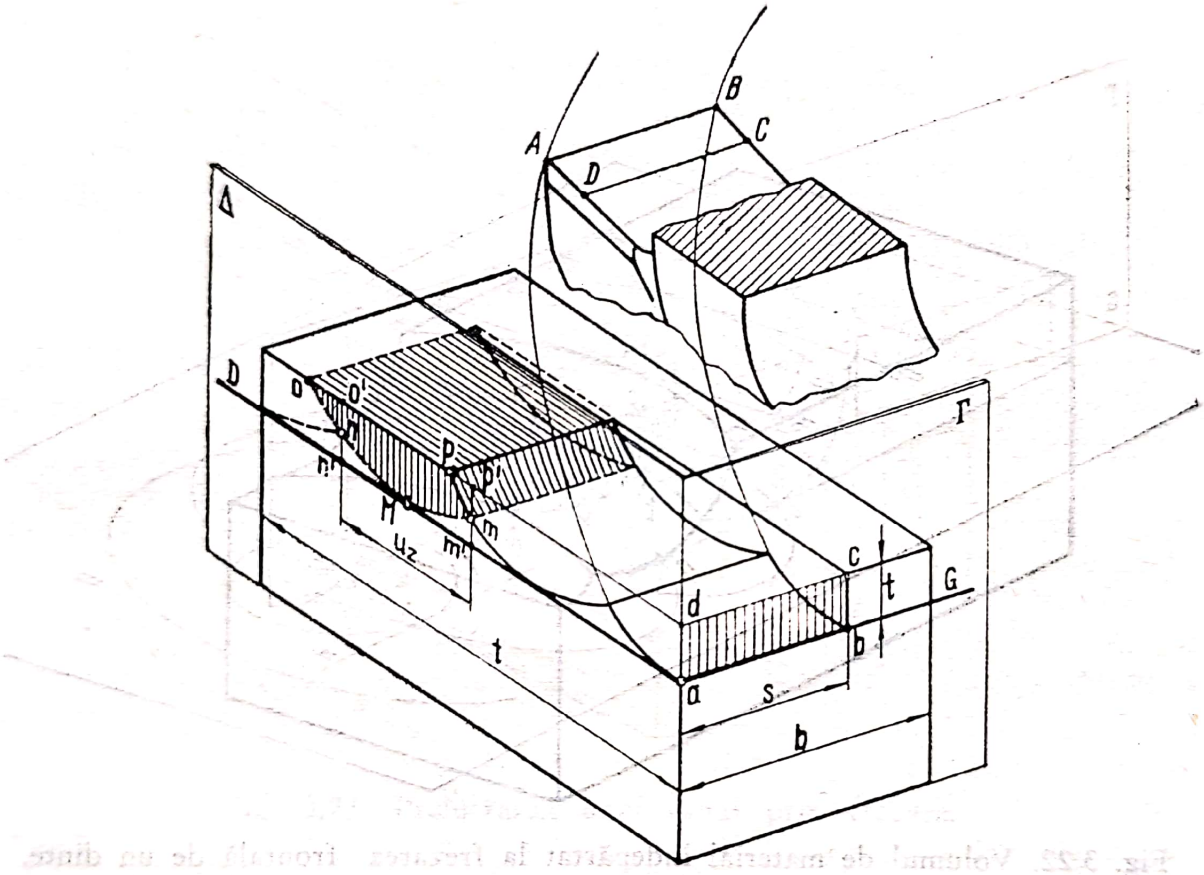


Fig. 3.21. Volumul de material îndepărtat la frezare, de un dinte.

mn, *po* etc., în timpul rotirii planului Γ al generatoarei G în jurul axei normale pe planul directoarei D, trecînd prin centru O_R al cercului de rulare.

Secţiunea materialului îndepărtat, de contur *aMbcd*, este egală cu aria dreptunghiului $a'b'c'd'$, avînd ca lăţime proiecţia generatoarei elementare, proiecţie egală cu avansul de aşchiere s, şi ca înălţime, adîncimea de aşchiere t.

Suprafaţa de bază a aceluiaşi material, de contur *mnop*, este egală cu suprafaţa dreptunghiulară $m'n'o'p'$, datorită egalităţii triunghiurilor curbilinii, două cîte două, de unde rezultă că una din

laturi fiind egală cu s, cealaltă este egală cu mărimea avansului director u, care în acest caz reprezintă chiar lățimea b a piesei.

Evident, solidul echivalent de material eliminat într-un ciclu tehnologic va fi egal cu produsul $s \cdot t \cdot u$.

Canalul de secțiune dreptunghiulară $ABCD$ prelucrat cu o freză disc de lățime ab (fig. 3.23) are cele trei suprafețe, generate simul-

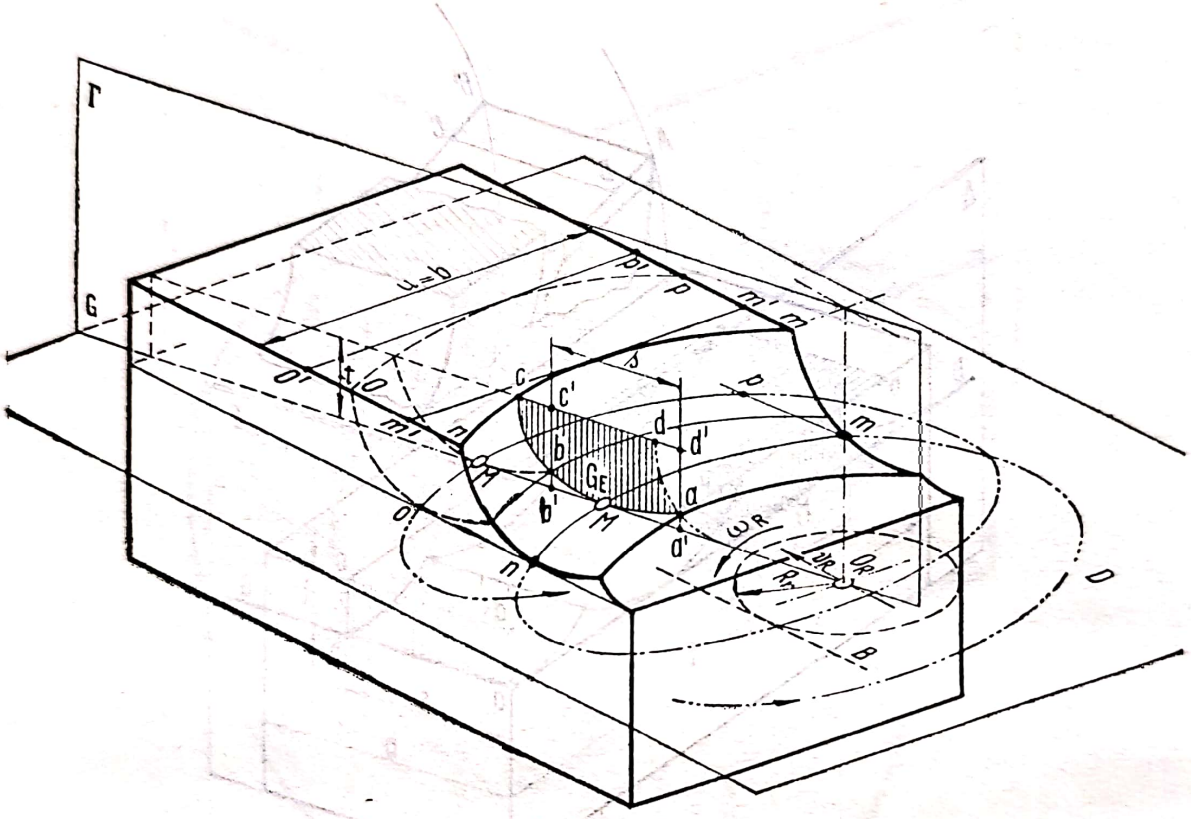


Fig. 3.22. Volumul de material îndepărtat la frezarea frontală de un dinte.

tan de trei generatoare, dintre care una materializată ab pe G_1, și două generatoare elementare Aa și Db pe G_2 și G_3.

Generarea suprafeței orizontale de lățime ab și lungime l se face după modul de lucru al frezelor cilindrice (fig. 3.21), iar a suprafețelor de lățimi Aa, respectiv Db și aceeași lungime l, prin frezare frontală (fig. 3.22).

În raport cu suprafața plană generată de generatoarea G_1, avansul de așchiere s_1 este chiar ab, ca fiind proiecția muchiei așchietoare pe planul Γ, iar adîncimea de așchiere t_1, în timp ce în raport cu suprafețele plane verticale generate de G_2, respectiv G_3, avansul de așchiere s_2, respectiv s_3 corespunde adîncimii de așchiere t_1, iar adîncimile de așchiere $t_2 = t_3 = s_1$.

Solidul echivalent de material îndepărtat la un ciclu tehnologic se poate exprima prin produsul $s \cdot t \cdot u_z$, cu indicii 1, 2 sau 3, funcţie de generatoarea din care face parte avansul s.

Aceste cîteva exemple arată că cele trei dimensiuni s, t şi u au unele caracteristici comune, cea mai importantă din punct de vedere cinematic fiind reproducerea lor ciclică, iar din punct de vedere

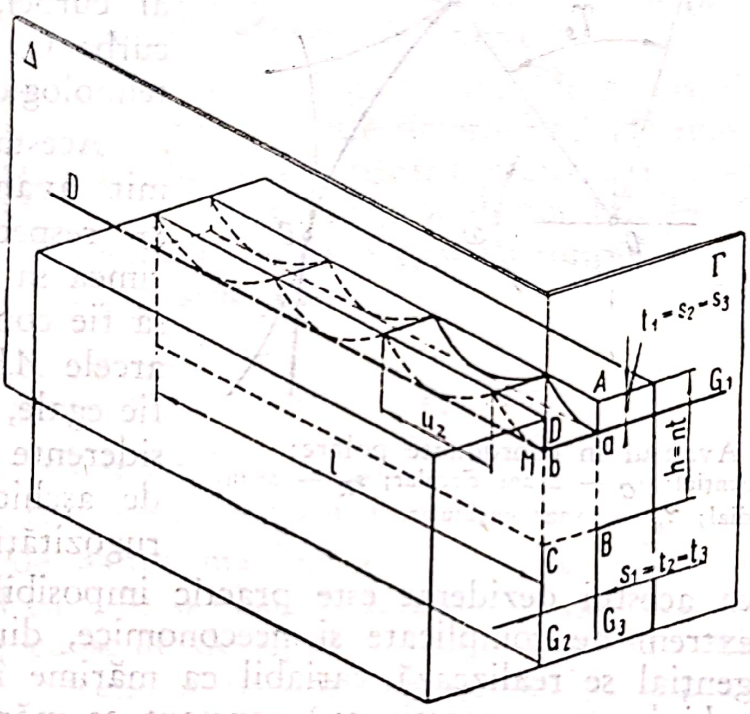


Fig. 3.23. Prelucrarea unui canal prin frezare.

tehnologic, faptul că acestea sînt dimensiunile solidului echivalent de material, îndepărtat într-un ciclu tehnologic de aşchiere.

Singura deosebire dintre ele se datoreşte existenţei primelor două dimensiuni s şi t în planul generatoarei, ca proiecţii ale generatoarei elementare G_E (sau chiar a generatoarei materializate G), în timp ce dimensiunea u este proiecţia directoarei elementare D_E şi se află în planul directoarei D.

Din aceste cauze, ele vor fi denumite în continuare:

— avansul de aşchiere s;

— avansul de adîncime t;

— avansul director u,

sau prescurtat avansul s, t sau u.

b. **Avansul în coordonate polare.** La generarea curbei C_1 directoare sau generatoare, exprimată în coordonate polare sau realizată prin rulare (fig. 3.24), mărimea avansului director u sau de aşchiere s este mărimea arcului AB al curbei, generat de curba C_2 într-un ciclu tehnologic.

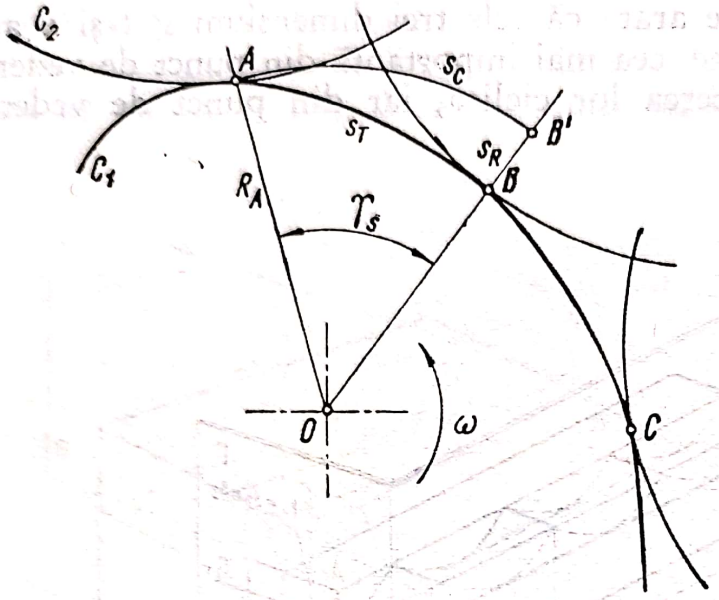


Fig. 3.24. Avansul în coordonate polare: s_T — avans tangenţial; s_C — avans circular; s_R — avans radial; γ_s — avans unghiular.

Acesta este denumit avans tangenţial s_T (respectiv u_T). Mărimea sa este de dorit să fie constantă, adică arcele AB, BC etc. să fie egale, atît din considerente ale procesului de aşchiere cît şi ale rugozităţii suprafeţei.

Realizarea acestui deziderat este practic imposibilă, necesitînd mecanisme extrem de complicate şi neeconomice, din care cauză avansul tangenţial se realizează variabil ca mărime în funcţie de un *avans unghiular* γ_s (respectiv γ_u) constant ca mărime pe ciclul tehnologic, determinat de mărimea unghiului de rotaţie AOB în raport cu axa de rotaţie O, sau în funcţie de mărimea *avansului radial* s_R (respectiv u_R), de asemenea constant ca mărime pe ciclul tehnologic.

Mărimile avansurilor γ_s (γ_u), s_R (u_R) se aleg aşa fel încît să asigure un avans tangenţial s_T (u_T) variabil în limite acceptabile de condiţiile tehnologice de generare a suprafeţei.

În multe cazuri, avansul radial s_R (u_R) este foarte mic, astfel încît mărimea arcului de curbă AB, avansul tangenţial, poate fi considerată egală cu mărimea arcului de cerc AB' de rază AO. Substituirea este admisibilă din punct de vedere tehnologic şi conduce la denumirea acestuia de *avans circular* s_C (u_C).

Mărimea avansului circular va fi:

$$s_C = \pi R_A \frac{\gamma_s}{180^\circ},$$

Cum $s_T \cong s_C$, avansul unghiular va avea ca mărime

$$\gamma_s = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{s_C}{R_A},$$

mărime care permite dimensionarea mecanismelor de avans.

c. **Viteza de avans.** Avansul s, t sau u trebuie reprodus o dată pe ciclul tehnologic. Aceasta înseamnă poziţionarea ciclică a generatoarei sau directoarei elementare, deci necesitatea unei mişcări de poziţionare, denumită *mişcare de avans.*

Viteza cu care se efectuează mişcarea de avans, denumită *viteză de avans* şi notată prin v_{av} este determinată de mărimea avansului şi de timpul T_1' disponibil pentru realizarea mişcării de avans (v. fig. 3.14). Cum timpul maxim disponibil T_1' în cadrul unui ciclu cinematic poate fi cel mult egal cu timpul T_{CC}, viteza minimă de avans se va exprima prin

$$v_{av\ min} = \frac{s}{T_1'} = \frac{s}{T_{cc}},$$

în care s se va înlocui cu t sau u, dacă viteza de avans se referă la poziţionarea acestor avansuri.

Viteza de avans maximă este teoretic infinită în cazul cînd T_1' este egal cu zero şi poate fi considerată egală cu această mărime la prelucrarea cu scule de tipul broşelor, tarozilor, filierelor etc., la care nu este necesar acest timp T_1' de poziţionare a avansului (deoarece muchiile aşchietoare succesive sînt dispuse prin construcţie la distanţe corespunzătoare mărimii avansului), adică:

$$v_{av\ max} = \frac{s}{T_1'} = \frac{s}{0} = \infty.$$

Între aceste două limite, viteza de avans poate avea orice valoare, mărimea ei depinzînd de timpul în care se poate efectua mişcarea de avans pe spaţiul respectiv.

În multe cazuri, mişcarea de avans se produce în afara fazei de aşchiere, de exemplu, la rabotare (v. fig. 3.14), pe o anumită porţiune a fazei, în care nu are loc procesul de aşchiere, fază corespunzătoare timpului T_1' din ciclul cinematic. Urmărindu-se a se obţine un timp auxiliar T_2 cît mai mic, se impune ca şi timpul T_1' al mişcării de avans să fie cît mai mic, de unde necesitatea unei viteze de avans v_{av} cît mai mare. Acest deziderat este realizabil numai în limitele admisibile de funcţionare ale mecanismelor folosite în obţinerea acestui avans, denumit *avans periodic.*

Scanned with OKEN Scanner

Viteza de avans periodic este o viteză variabilă, în timpul T^1 ea crescînd de la zero spre a reveni la zero, deci trecînd printr-un maxim. Ca urmare, viteza de avans periodic rezultată din expresia

$$v_{av} = \frac{s}{T_1'}$$

este în realitate o *viteză medie de avans.*

Spre deosebire de modul de variație al vitezei de avans periodic, mod care nu afectează procesul de așchiere, modul de variație al vitezei de avans, cînd mișcarea de avans se efectuează concomitent cu faza tehnologică de așchiere, normal pe traiectorii închise la care faza consumată cu timpul auxiliar T_{aux} este nulă, are o importanță deosebită, în special în ceea ce privește uniformitatea ondulațiilor suprafeței generate.

Din această cauză, în cazul avansului continuu se impune ca viteza de avans v_{av} să fie cît mai constantă posibil, folosindu-se în acest scop diferite mecanisme pentru stabilizarea vitezei de avans (volanți, stabilizatori hidraulici etc.).

Totuși există și excepții, chiar în cazul traiectoriilor închise, unde se impune avansul continuu, și anume la unele mașini-unelte grele (strunguri plane), la care mișcarea de avans se face periodic în faza de așchiere, însă nu pe întreaga durată a acesteia, ci într-un timp T_1' mai mic decît $T_{aș}$. Justificarea avansului periodic în aceste cazuri rezidă în faptul că în genere la piesele mari și în special la degroșare sau semifinisare, se admite o mai mare neuniformitate a ondulațiilor suprafeței generate, precum și în faptul că mecanismele de avans devin mai simple în acest caz.

Abateri de la avansul continuu și cel periodic se întîlnesc suficient de des ca, de exemplu, la realizarea avansurilor pe cale manuală, operație care *are pondere suficient de mare* la prelucrarea pe mașinile-unelte.

4. TEORIA LANŢURILOR CINEMATICE GENERATOARE

4.1. LANŢURILE CINEMATICE ALE MAŞINILOR-UNELTE

a. **Definirea lanţului cinematic generator.** După cum s-a văzut în capitolele precedente, generarea unei suprafeţe pe maşina-unealtă poate fi considerată ca avînd loc prin deplasarea unei curbe generatoare în lungul curbei directoare, implicînd astfel necesitatea unei mişcări relative între cele două curbe.

Pe de altă parte, materializarea acestor două curbe în foarte multe cazuri se face pe cale cinematică, prin combinarea unor mişcări de pe traiectorii diferite dispuse spaţial sau în plan, mişcări ale căror viteze trebuie să fie coordonate între ele.

Realizarea tehnică a acestor mişcări, a traiectoriilor şi a vitezelor respective, ca şi coordonarea lor, necesare obţinerii formei curbelor generatoare, implică utilizarea unor mecanisme care să satisfacă aceste cerinţe în condiţii optime, adică cît mai apropiate de cerinţele teoretice, geometrice şi cinematice.

Suprafeţele generate pot fi identice ca formă, însă diferite ca dimensiuni, astfel încît se impune ca mecanismele cu ajutorul cărora se obţin curbele generatoare să aibă posibilitatea de a fi reglate funcţie de parametrii dimensionali ai traiectoriilor pe care le asigură acestea.

Pe de altă parte, procesul de aşchiere, la rîndul său, cere ca viteza de deplasare pe traiectoria directoare (viteza de aşchiere) să poată avea diferite mărimi, funcţie de parametrii de aşchiere. De asemenea, acelaşi proces de aşchiere, funcţie şi de rugozitatea suprafeţei generate, impune anumite mărimi de avans.

Scanned with OKEN Scanner

În afara necesităților de mecanisme pentru generarea cinematică a suprafețelor pieselor și a realizării parametrilor procesului de așchiere, o mașină-unealtă necesită încă un număr de mecanisme în scopuri cu totul diferite de precedentele, care nu intervin direct în generarea suprafețelor, însă fără a căror prezență prelucrarea pe mașină ar fi imposibilă.

Astfel de mecanisme sînt cele care asigură prinderea piesei pe mașina-unealtă sau alimentarea acesteia cu material.

Alte mecanisme permit controlul dimensiunilor suprafeței obținute sau controlul bunei funcționări a întregii mașini-unelte.

Reglarea turațiilor, a vitezelor, a avansurilor necesită de asemenea mecanisme cu atît mai complexe, cu cît mașina-unealtă este mai automatizată.

Din cele de mai sus reiese că cinematica unei mașini-unelte constă dintr-un număr oarecare de mecanisme care au destinații precise.

Totalitatea mecanismelor care concură la realizarea unui anumit scop este denumită *lanț cinematic*.

În funcție de scop și avînd drept criteriu efectul acțiunii lor, lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte se pot grupa în:

— lanțuri cinematice generatoare;

— lanțuri cinematice auxiliare.

Lanțurile cinematice generatoare asigură obținerea formelor și a dimensiunilor traiectoriilor directoare și generatoare, precum și a vitezelor pe aceste traiectorii, care pot fi în unele cazuri viteza de așchiere sau de avans.

Prin scopul lor, ele au caracteristici cinematice diferite de cele ale lanțurilor cinematice auxiliare și existența lor este obligatorie într-o mașină-unealtă.

Astfel, fig. 4.1 reprezintă, sub formă schematică simplificată, mecanismele principale ale mașinii sovietice MM 582 de rectificat filet. În acest scop, mașina posedă mecanisme care să asigure obținerea traiectoriei elicoidale de pas p_1 pe cilindrul de rază r, ceea ce se realizează cinematic prin compunerea unei mișcări de rotație a piesei, care la periferie are o viteză tangențială v_T, cu o mișcare de translație de viteză v_A, în raport cu punctul M al pietrei de rectificat.

Mișcarea de rotație cu viteză tangențială v_T se obține de la motorul electric M_{E1} care antrenează pompa P_{DC} din al cărui debit o parte este lăsată să treacă de către droselul D_R către motorul hidraulic M_H. Inversorul I poate schimba sensul de rotație al acestui motor.

De la motorul hidraulic, mișcarea se transmite prin cele două conuri în trepte C_1 și C_2 care permit obținerea a trei turații diferite pentru melcul z_1 ce angrenează cu roata melcată z_2. Mai departe, prin roțile z_3 și z_4, mișcarea de rotație se transmite piesei P.

Pentru mișcarea de translație de viteză v_A, mișcarea se ia de la același ax pe care se află roata melcată z_2 și se transmite prin roțile de schimb A, B, la șurubul conducător avînd pasul p_2.

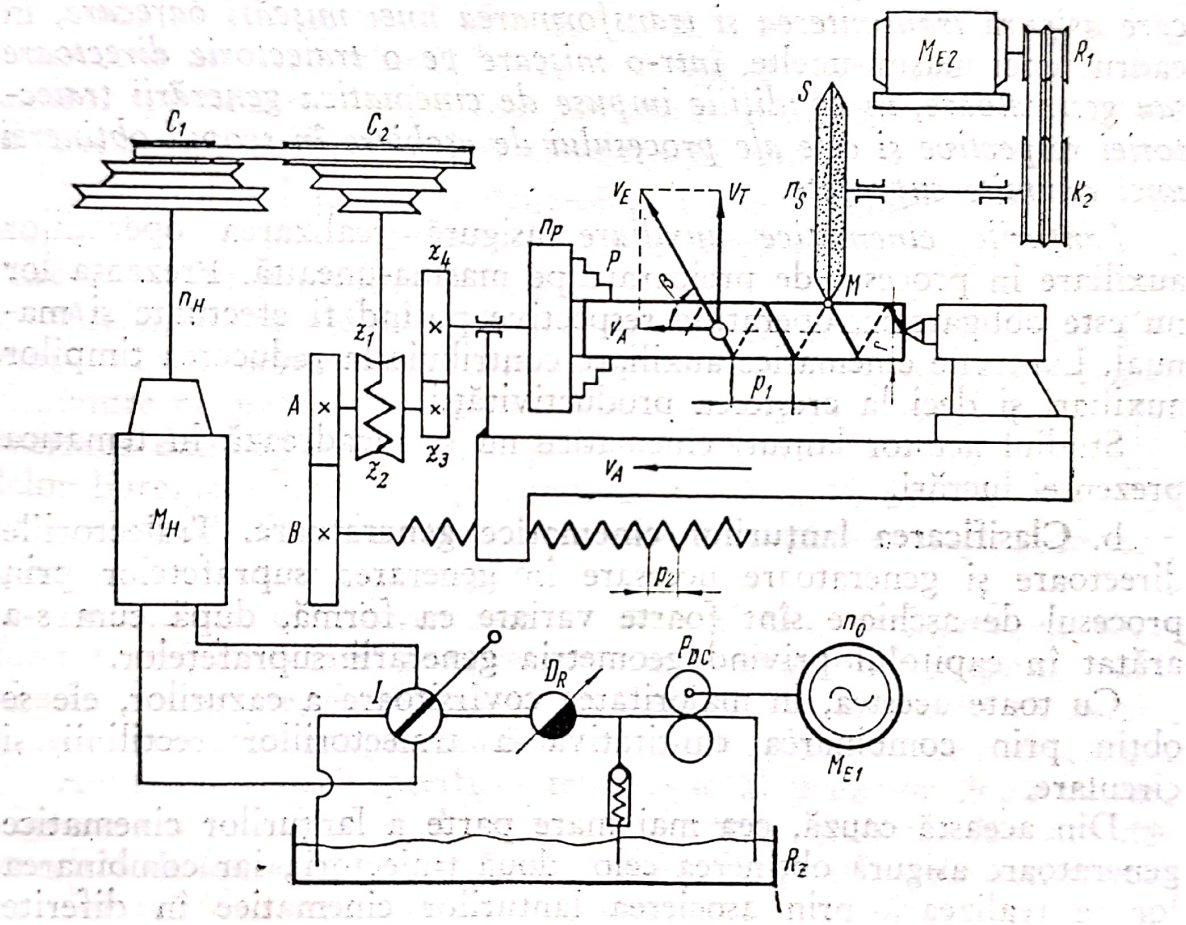


Fig. 4.1. Schema cinematică a mașinii de rectificat filet MM582.

Procesul de așchiere este realizat de discul abraziv S a cărui viteză tangențială — viteza de așchiere — este determinată cinematic de diametrul său și turația n_S, asigurată de motorul electric M_{E2} prin roțile de curea R_1 și R_2.

Din această schemă simplificată rezultă că mecanismele: pompa P_{DC}, droselul D_R, motorul hidraulic M_H, conurile în trepte C_1 și C_2 și angrenajele z_1, z_2 și z_3, z_4 sînt necesare pentru a obține viteza tangențială v_T la periferia piesei de rază r, iar roțile de schimb A, B, ca și mecanismul piuliță-șurub, asigură viteza

axială v_A. Dispunerea spațială a traiectoriilor celor două viteze în raport cu punctul M al discului conduce la realizarea traiectoriei directoare elicoidale de pas p_1 pe cilindrul de rază r. Generatoarea este materializată prin profilul discului abraziv, față de care piesa se deplasează cu viteza componentă v_E, a cărei mărime trebuie să corespundă vitezei de avans.

Avînd în vedere scopul diferit al acestor lanțuri cinematice, se poate defini ca *lanț cinematic generator, totalitatea mecanismelor care asigură transmiterea și transformarea unei mișcări oarecare,* în cadrul unei mașini-unelte, *într-o mișcare pe o traiectorie directoare sau generatoare, în condițiile impuse de cinematica generării traiectoriei respective și cele ale procesului de așchiere în scopul obținerei unei anumite suprafețe.*

Lanțurile cinematice auxiliare asigură realizarea operațiilor auxiliare în procesul de prelucrare pe mașina-unealtă. Prezența lor nu este obligatorie, operațiile respective putînd fi efectuate și manual. Lanțurile cinematice auxiliare contribuie la reducerea timpilor auxiliari și deci la creșterea productivității.

Studiul acestor lanțuri cinematice nu se încadrează în tematica prezentei lucrări.

b. **Clasificarea lanțurilor cinematice generatoare.** Traiectoriile directoare și generatoare necesare în generarea suprafețelor prin procesul de așchiere sînt foarte variate ca formă, după cum s-a arătat în capitolul privind geometria generării suprafețelor.

Cu toate acestea, în majoritatea covîrșitoare a cazurilor, ele se obțin prin combinarea cantitativă a traiectoriilor rectilinii și circulare.

Din această cauză, cea mai mare parte a lanțurilor cinematice generatoare asigură obținerea celor două traiectorii, iar combinarea lor se realizează prin asocierea lanțurilor cinematice în diferite moduri și cu respectarea anumitor legi.

Ca urmare, funcție de forma traiectoriei, lanțurile cinematice ar putea fi denumite lanțuri cinematice pentru traiectorii rectilinii, circulare, elicoidale, spirale etc.

Totuși, denumirea lanțurilor cinematice generatoare s-a făcut pe alte criterii, mai pregnant specifice procesului de așchiere, și anume pe criteriul obținerii vitezei de așchiere, care a condus la denumirea de *lanț cinematic principal,* și pe criteriul obținerii mișcării de avans, dînd naștere denumirii de *lanț cinematic de avans.*

Aceste denumiri bazate pe criteriul tehnologic nu țin seamă de forma traiectoriei pe care se realizează parametrii procesului de așchiere, viteza de așchiere, respectiv avansul. Din această cauză,

Scanned with OKEN Scanner

lanțul cinematic principal ca și cel de avans pot realiza vitezele respective atît pe traiectorii rectilinii cît și pe traiectorii circulare.

În cazul traiectoriilor complexe, în genere nu există o denumire a lanțurilor cinematice care concură la obținerea acestora.

Stabilirea unor denumiri pentru acestea prezintă unele dificultăți, datorită faptului că denumirea lor ar trebui să fie legată de denumirea geometrică a traiectoriei: lanț cinematic elicoidal, lanț cinematic spiral, lanț cinematic evolventic etc., a căror încetățenire în limbajul curent este dificilă, cu atît mai mult, cu cît unele traiectorii au o circulație foarte restrînsă ca, de exemplu, cicloidă, eloidă, spiroidă etc., iar altele nici nu au denumiri matematice, ca, de exemplu, profilul elicelor, al matrițelor etc.

Sîntem astfel tentați a denumi lanțurile cinematice generatoare după alte criterii, și anume după cele care definesc operația prin care se obține suprafața în cauză.

Astfel, se va defini ca *lanț cinematic de filetare* acel lanț cinematic care generează o traiectorie elicoidală. Evident că și această denumire nu pare potrivită în unele cazuri ca, de exemplu, la prelucrarea danturilor înclinate, a frezelor cu dinți înclinați, a canalelor burghielor etc., totuși ponderea filetării, în genere, la prelucrarea șuruburilor fiind mare, se consideră că denumirea de lanț cinematic de filetare se impune.

Pe aceleași considerente se va denumi *lanț cinematic de detalonare* acel lanț care permite realizarea traiectoriilor spirale folosite în detalonare, după cum se va denumi *lanț cinematic de rulare*, lanțul cinematic care generează traiectoriile prin procedeul de rulare.

Avînd în vedere specificul tehnologic al primelor două lanțuri cinematice: principal și de avans, se impune gruparea lor sub denumirea de *lanțuri cinematice tehnologice*, iar pentru celelalte, gruparea lor sub denumirea de *lanțuri cinematice generatoare complexe*.

Ca urmare, clasificarea lanțurilor cinematice generatoare se prezintă sub forma:

- Lanțuri cinematice generatoare
  - — simple, cu traiectorie liniară sau circulară, denumite și „tehnologice“
    - — principal
    - — avans
  - — complexe
    - — filetare
    - — detalonare
    - — rulare
    - — copiere
    - etc.

Clasificarea nu este limitativă în ceea ce privește lanțurile cinematice generatoare complexe.

4.2. MECANISMUL ȘI CARACTERISTICILE SALE

Teoria mecanismelor definește mecanismul ca fiind format dintr-un ansamblu de elemente legate între ele prin cupluri cinematice, așa fel încît, dîndu-se o mișcare cunoscută unuia dintre ele, să se obțină o mișcare bine determinată a celorlalte.

Definiția este restrînsă numai la mecanismele mecanice și numai la mișcare, datorîndu-se dificultăților de studiu al proprietăților marelui număr de mecanisme, posibil existente, în ceea ce privește formele de mișcare, a legilor vitezelor și accelerațiilor, a transmiterii forțelor și puterilor etc. Definiția permite clasificarea rațională funcție de structura lor, utilă în studiul mecanismelor mecanice.

Deoarece în structura lanțurilor cinematice ale mașinilor-unelte se găsesc diferite mecanisme care pot fi de naturi diferite (mecanice, hidraulice, pneumatice, electrice etc.), simple sau complexe, avînd scopul de a asigura funcționarea acestora, sîntem nevoiți a folosi noțiunea lărgită de mecanism, definită prin scopul funcțional al său.

Din acest punct de vedere, mecanismul este caracterizat prin funcția pe care o are de a transmite și a transforma o mărime fizică dată în altă mărime fizică, stabilind un anumit raport între acestea.

În accepția acestei noțiuni, termometrul este un mecanism, deoarece el transmite și transformă mărimea variației de temperatură în mărimea variației coloanei de mercur, stabilind un anumit raport între acestea. De asemenea, voltmetrul ca și motorul hidraulic transmit și transformă: primul o tensiune într-o deplasare unghiulară a acului indicator; al doilea o variație de debit într-o deplasare a pistonului, stabilind anumite rapoarte între aceste mărimi fizice.

Ca urmare, *mecanismul este caracterizat din punct de vedere funcțional prin raportul de transfer pe care îl stabilește între două mărimi fizice, care pot fi de naturi diferite.*

a. **Raportul și ecuația de transfer.** Fiecare mecanism posedă un *element de intrare*, prin care primește mărimea fizică, și un *element de ieșire*, prin care emite mărimea fizică produsă. Operația de transportare (transmitere) și transformare a mărimii fizice primite în cea emisă este denumită *transfer*.

Întrucît mărimile fizice se pot măsura, ele pot fi caracterizate prin valoarea lor; astfel mărimea fizică primită de mecanism este

denumită, în general, *mărime de intrare* în mecanism, notîndu-se prin x_i, iar mărimea fizică produsă, *mărime de ieşire* din mecanism, notată prin x_e.

Raportul de transfer al unui mecanism este definit prin raportul dintre mărimea de ieşire şi mărimea de intrare

$$i=\frac{x_e}{x_i}.$$

Ecuaţia de transfer a unui mecanism rezultă din raportul de transfer

$$x_e=ix_i.$$

Cel mai simplu dintre mecanismele mecanice este *mecanismul cu manivelă* (fig. 4.2), compus din manivela de lungime l, care se poate roti în lagărul fix. Rotind manivela A cu viteza tangenţială v, axul B capătă o mişcare de rotaţie de viteză unghiulară ω. În acest caz, mărimea de intrare este viteza v,

$$x_i=v,$$

iar mărimea de ieşire, viteza unghiulară

$$x_e=\omega.$$

Raportul de transfer al acestui mecanism va fi

$$i=\frac{x_e}{x_i}=\frac{\omega}{v}.$$

Dar

$$v=\omega l.$$

deci

$$i=\frac{\omega}{v}\cdot\frac{1}{l}.$$

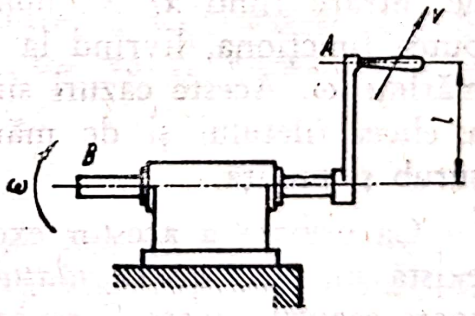


Fig. 4.2. Mecanism cu manivelă.

La acelaşi mecanism, dacă mărimea de intrare ar fi fost ω, deci dacă axul B ar fi fost rotit cu viteza unghiulară ω, mărimea de ieşire ar fi fost viteza tangenţială v a manivelei A, de lungime l. Raportul de transfer în acest caz este

$$i=\frac{x_e}{x_i}=\frac{v}{\omega}\cdot l,$$

iar ecuația de transfer

$$v = \omega l.$$

Un alt mecanism mecanic, curent folosit în construcția de mașini-unelte, este mecanismul cu șurub-piuliță (fig. 4.3), care pentru o viteză unghiulară ω permite obținerea unei viteze v pe o traiectorie rectilinie. Mărimea de intrare fiind ω, iar de ieșire v, raportul de transfer va fi

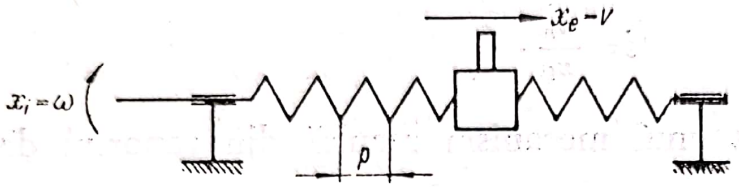


Fig. 4.3. Mecanism cu șurub-piuliță.

$$i = \frac{x_e}{x_i} = \frac{v}{\omega},$$

iar ecuația de transfer

$$v = \frac{\omega}{2\pi} \cdot p,$$

în care p este pasul șurubului. De aici rezultă că raportul de transfer este

$$i = \frac{v}{\omega} = \frac{p}{2\pi}.$$

Inversînd rolul elementelor extreme ale mecanismului, mărimea de intrare fiind $x_i = v$, numai în anumite cazuri mecanismul va putea funcționa, livrînd la axul șurubului o mișcare de rotație de mărime ω. Aceste cazuri sînt condiționate de o anumită înclinare a elicei filetului și de mărimea coeficientului de frecare dintre șurub și piuliță.

Ca urmare a acestor exemple se constată că într-un mecanism există un *sens de circulație* a transferului, circulație care nu în toate cazurile poate fi reversibilă.

Astfel, în cazul unui drosel (fig. 4.4) care permite trecerea unui anumit debit Q_M spre motorul hidraulic din debitul Q_P al pompei, sensul de transfer este posibil numai de la pompă spre motor, întrucît o circulație inversă ar însemna ca debitul Q_M, care este mai mic decît Q_P, cu cantitatea Q_R a debitului care se scurge la rezervor, să crească la trecerea prin drosel devenind egal cu Q_P, ceea ce mecanismul drosel nu poate asigura.

Scanned with OKEN Scanner

Voltmetrul este, de asemenea, un mecanism care stabileşte un anumit raport între două mărimi fizice, de naturi diferite: diferenţa de potenţial U, ca mărime de intrare, şi unghiul de deplasare α al acului indicator, ca mărime de ieşire. Sensul de circulaţie al transferului este de la bornele aparatului la acul indicator şi este ireversibil, deoarece o deplasare mecanică a acului pînă la gradaţia α nu se traduce prin obţinerea tensiunii U la bornele aparatului.

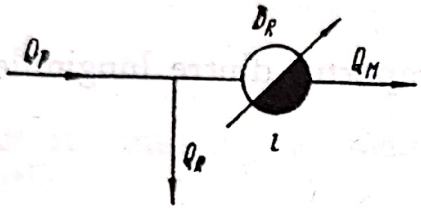


Fig. 4.4. Droselul ca mecanism.

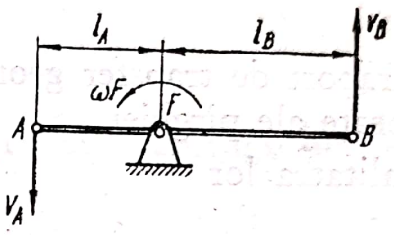


Fig. 4.5. Pîrghia.

Pîrghia (fig. 4.5) este, de asemenea, un mecanism destul de simplu, care constă din trei elemente: braţul l_A, fusul F şi braţul l_B.

Primele două elemente formează mecanismul cu manivelă. Dacă v_A este mărimea de intrare x_{Ai} la capătul braţului l_A, mărimea de ieşire x_{Ae} va fi viteza unghiulară ω_F a fusului F. Raportul de transfer se va scrie

$$i_A = \frac{x_{Ae}}{x_{Ai}} = \frac{\omega_F}{v_A}.$$

Braţul l_B, fiind solidar cu fusul F, formează un alt mecanism cu manivelă, pentru care mărimea de intrare x_{Bi} va fi aceeaşi viteză unghiulară ω_F, iar mărimea de ieşire x_{Be} va fi viteza tangenţială v_B. Deci

$$i_B = \frac{x_{Be}}{x_{Bi}} = \frac{v_B}{\omega_F}.$$

Întrucît mărimea de intrare x_{Bi} este identică cu mărimea de ieşire x_{Ae} din primul mecanism, din cele două expresii rezultă că raportul de transfer al întregului mecanism este

$$i_T = i_A i_B = \frac{v_B}{v_A}.$$

De remarcat că în acest caz, raportul de transfer este adimensional, ambele mărimi fiind de aceeaşi natură.

Raportul de transfer, în cazul de mai sus, a rezultat ca raport a două viteze, din care cauză el poate fi denumit raport de transfer cinematic.

Dacă se iau în considerare mărimile vitezelor v_B și v_A funcție de elementele geometrice ale mecanismului

$$v_B = l_B \omega_F,$$

$$v_A = l_A \omega_F,$$

rezultă că

$$i_T = \frac{l_B}{l_A}$$

ca un raport de transfer geometric, raportul dintre lungimile celor două brațe ale pîrghiei.

Egalitatea lor

$$i_T = \frac{v_B}{v_A} = \frac{l_B}{l_A}$$

duce la concluzia că raportul de transfer cinematic este egal cu cel geometric (și invers). Se remarcă, de asemenea, că și raportul de transfer geometric este adimensional.

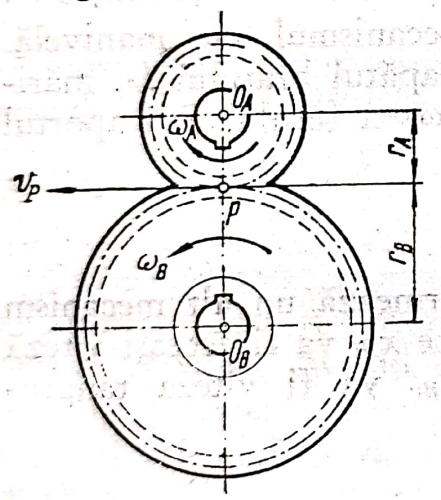


Fig. 4.6. Angrenajul.

Angrenajul (fig. 4.6) este, de asemenea, un mecanism format din două manivele r_A și r_B, avînd cuplele de rotație O_A, respectiv O_B.

Dacă ω_A este mărimea de intrare, atunci v_P este mărimea de ieșire a primului mecanism și raportul de transfer al său va fi

$$i_A = \frac{x_{Ae}}{x_{Ai}} = \frac{v_P}{\omega_A}.$$

În continure, v_P este mărimea de intrare în al doilea mecanism, iar ω_B mărimea de ieșire, raportul de transfer al acestuia fiind

$$i_B = \frac{x_{Be}}{x_{Bi}} = \frac{\omega_B}{v_P}.$$

Ca și în cazul precedent, datorită egalității mărimilor x_{Bi}, x_{Ae} și v_P, se obține pentru raportul total de transfer al angrenajului

$$i_T = i_A i_B = \frac{\omega_B}{\omega_A}.$$

Dacă se ia în considerare că

$$v_P = r_A \omega_A = r_B \omega_B,$$

de unde

$$\omega_A = \frac{v_P}{r_A} \quad \text{şi} \quad \omega_B = \frac{v_P}{r_B},$$

se obţine expresia raportului de transfer geometric

$$i_T = \frac{r_A}{r_B},$$

a cărui mărime este evident egală cu a raportului de transfer cinematic

$$i_T = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{r_A}{r_B}.$$

Se remarcă şi în acest caz că rapoartele de transfer sînt adimensionale.

Raportul de transfer adimensional este întîlnit curent în problemele de angrenaje sub denumirea de *raport de transmitere*.

b. **Raportul de variaţie al mărimilor de ieşire.** Pentru o mărime de intrare x_i în mecanism, rezultă o anumită mărime de ieşire x_e, exprimată prin ecuaţia

$$x_e = i x_i.$$

În multe cazuri, pentru o aceeaşi mărime de intrare x_i, este necesar ca mecanismul să furnizeze un număr oarecare de mărimi de ieşire diferite între ele.

Ca exemplificare, droselul din fig. 4.4, pentru acelaşi debit Q_P al pompei, poate asigura diferite mărimi ale debitului Q_M primit de motorul hidraulic.

Similar, în cazul mecanismului cu manivelă din fig. 4.2, pentru o aceeaşi viteză unghiulară ω la intrare, el poate asigura la ieşire diferite mărimi ale vitezei v, funcţie de mărimea l a manivelei, mărime care poate fi reglată printr-o construcţie corespunzătoare a acesteia.

Totalitatea mărimilor de ieşire determină un *domeniu de variaţie al mărimilor de ieşire*. Domeniul de variaţie al mărimilor de ieşire este limitat într-un sens de mărimea de ieşire maximă $x_{e\,max}$ şi în celălalt sens de mărimea de ieşire minimă $x_{e\,min}$.

Scanned with OKEN Scanner

Raportul acestor mărimi extreme

$$\frac{x_{e\,max}}{x_{e\,min}} = R_{x_e}$$

definește *raportul de variație al mărimilor de ieșire.*

Mărimea raportului de variație al mărimilor de ieșire este o caracteristică importantă a mecanismului, din punctul de vedere al posibilităților sale de utilizare. La mașina de găurit, axul principal fiind elementul de ieșire al cutiei de viteze posedă un număr de turații cuprinse între turațiile extreme n_{max} și n_{min}. Cu cît raportul de variație al mărimilor de ieșire

$$\frac{n_{max}}{n_{min}} = R_n$$

este mai mare, cu atît posibilitățile de folosire a acestei mașini sînt mai mari.

c. **Raportul de reglare al mecanismului.** Necesitatea unui raport de variație al mărimilor de ieșire implică existența posibilității de reglare a raportului de transfer al mecanismului.

Pentru valoarea maximă a mărimii de ieșire, ecuația de transfer va fi

$$x_{e\,max} = i_{max} x_i,$$

iar pentru cea minimă

$$x_{e\,min} = i_{min} x_i.$$

Ca urmare, raportul de variație al mărimilor de ieșire

$$R_{x_e} = \frac{x_{e\,max}}{x_{e\,min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = R_i$$

este egal cu raportul rapoartelor limită de transfer. Acesta este denumit *raportul de reglare al transferului* sau al mecanismului.

Utilitatea sa practică se exprimă însă invers, și anume: pentru ca un mecanism să poată asigura la capătul de ieșire un anumit raport de variație al mărimilor de ieșire, raportul său de reglare trebuie să fie egal cu raportul de variație al acestor mărimi.

Reluînd cazul mecanismului cu manivelă (fig. 4.2) și considerînd că mărimea de ieșire v trebuie să poată fi variată între limitele v_{max} și v_{min}, care determină raportul de variație

$$R_{v_e} = \frac{v_{max}}{v_{min}} = a,$$

atunci şi raportul de reglare al mecanismului, raportul dintre lungimea maximă l_{max} şi minimă l_{min} a manivelei, trebuie să aibă aceeaşi mărime

$$R_i = \frac{l_{max}}{l_{min}} = a.$$

d. **Raportul total de reglare al mecanismului.** Pentru determinarea raportului de reglare al mecanismului s-a considerat că mărimea de intrare x_i este constantă.

Să considerăm că şi aceasta poate avea diferite valori care determină un domeniu de variaţie, limitat de o mărime maximă $x_{i\,max}$ şi una minimă $x_{i\,min}$.

Ecuaţiile de transfer pentru aceste cazuri limită vor fi evident

$$x_{e\,max} = i_{max}\ x_{i\,max}$$

şi

$$x_{e\,min} = i_{min}\ x_{i\,min},$$

întrucît un produs este maxim sau minim cînd factorii săi sînt maxim, respectiv minimi.

Raportul de variaţie al mărimilor de ieşire

$$\frac{x_{e\,max}}{x_{e\,min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \cdot \frac{x_{i\,max}}{x_{i\,min}}$$

poate fi scris

$$R_{x_e} = R_i \cdot R_{x_i},$$

în care R_{x_i} este raportul de variaţie al mărimilor de intrare.

Din această expresie se obţine imediat că

$$R_i = \frac{R_{x_e}}{R_{x_i}},$$

adică: *raportul total de reglare al unui mecanism este egal cu cîtul dintre raportul de variaţie al mărimilor de ieşire şi al mărimilor de intrare.*

Este evident că raportul de reglare al mecanismului, determinat mai înainte, este un caz particular al raportului total de reglare, şi anume pentru $x_{i\,max} = x_{i\,min}$, cînd $R_{x_i} = 1$.

Importanţa practică a expresiei raportului total de reglare a mecanismului constă în faptul că pentru un acelaşi R_{x_e}, cu cît

Scanned with OKEN Scanner

R_{x_i} este mai mare, cu atît R_i trebuie să fie mai mic, ceea ce duce la o construcție mai simplă și mai economică a mecanismului.

Astfel, în cazul mecanismului cu manivelă studiat mai sus, dacă mărimea de intrare, viteza unghiulară ω, poate fi variată între două limite, astfel încît raportul de variație al ei să fie

$$R_{x_i} = \frac{\omega_{max}}{\omega_{min}} = b,$$

atunci, pentru același raport de variație al mărimii de ieșire, ca și în cazul precedent, raportul total de reglare al acestui mecanism va fi

$$R'_{x_i} = \frac{R_{x_e}}{R_{x_i}} = \frac{a}{b} < R_i$$

și deci

$$\frac{l_{max}}{l_{min}} = \frac{a}{b},$$

adică raportul dintre lungimea maximă și minimă a manivelei se va micșora, deci, din punct de vedere constructiv, aceasta va fi mai scurtă.

O altă exemplificare poate fi făcută cu privire la două cutii de viteze, avînd aceleași turații la axul principal, deci același R_{x_e}, însă una fiind antrenată de un motor cu o singură turație, iar cealaltă cu un motor cu două turații. În cazul din urmă, cutia de viteze va fi mult mai simplă.

4.3. CARACTERISTICILE LANȚULUI CINEMATIC GENERATOR

a. **Raportul și ecuația de transfer ale lanțului cinematic.** Un lanț cinematic constă dintr-un număr oarecare k de mecanisme (fig. 4.7) legate în serie. Fie rapoartele de transfer ale acestora:

$$\frac{x_{e_1}}{x_{i_1}} = i_1;$$

$$\frac{x_{e_2}}{x_{i_2}} = i_2;$$

$$\vdots$$

$$\frac{x_{ek}}{x_{ik}} = i_k.$$

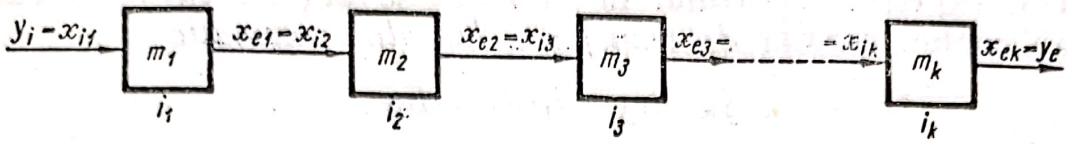


Fig. 4.7. Lanț cinematic de mecanisme legate în serie.

Datorită legării în serie, mărimea de ieșire a unui mecanism este în același timp mărimea de intrare pentru mecanismul următor, ceea ce permite a se scrie șirul de egalități:

$$x_{i2} = x_{e1};$$

$$x_{i3} = x_{e2};$$

$$x_{ik} = x_{e(k-1)}.$$

Înlocuirea lui x_{e1} din primul raport prin egalul său x_{i_2} rezultat din cel de-al doilea raport duce la expresia

$$\frac{x_{e2}}{x_{i1}} = i_1 i_2.$$

Continuînd din aproape în aproape, în același mod, se obține în final că

$$\frac{x_{ek}}{x_{i1}} = i_1 i_2 i_3 \cdots i_k,$$

adică *raportul de transfer al celor k mecanisme ale lanțului cinematic este egal cu produsul rapoartelor de transfer ale acestor mecanisme.*

Dacă mecanismul de rang 1 este primul din lanțul cinematic, atunci mărimea de intrare x_{i1} a acestuia este și mărimea de intrare y_i în lanțul cinematic. Similar, dacă x_{ek} este mărimea de ieșire din ultimul mecanism, ea va fi în același timp și mărimea de ieșire y_e din lanțul cinematic.

Ca urmare a acestor egalități $y_i = x_{i1}$ și $y_e = x_{ek}$, expresia precedentă se poate scrie

$$\frac{y_e}{y_i} = i_1 i_2 i_3 \cdots i_k = i_T,$$

adică:

Raportul de transfer i_T al unui lanț cinematic este egal cu produsul rapoartelor de transfer ale mecanismelor din lanț.

Din expresia raportului de transfer se obține, ca și în cazul mecanismului, *ecuația de transfer a lanțului cinematic*

$$y_e = i_T y_i = i_1 i_2 i_3 \cdots i_k y_i.$$

Fig. 4.8 reprezintă schema unui lanț cinematic compus din patru mecanisme, ale căror rapoarte de transfer sînt $i_1 \cdots i_4$. Mărimea de intrare în lanțul cinematic fiind $y_i = \omega_1$, iar cea de ieșire $y_e = v$, conform definiției de mai sus, raportul de transfer al lanțului cinematic analizat va fi

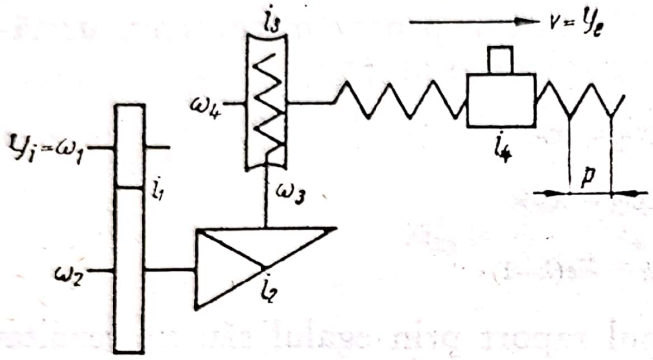


Fig. 4.8. Lanț cinematic cu patru mecanisme.

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = \frac{v}{\omega_1}.$$

În adevăr

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = i_1 i_2 i_3 i_4 = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_3} \cdot \frac{v}{\omega_4} = \frac{v}{\omega_1}.$$

Ecuația de transfer va fi

$$v = i_T \omega_1.$$

Să considerăm pentru exemplificare că

$$i_1 = 1/2$$

$$i_2 = 1/3$$

$$i_3 = 1/20$$

$$i_4 = p/2\pi,$$

în care p este pasul șurubului conducător. Ecuația de transfer determină mărimea vitezei v,

$$v = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{20} \cdot \frac{p}{2\pi} \omega_1$$

sau

$$v = \frac{1}{120} \, p \, \frac{\omega_1}{2\pi}.$$

Avînd în vedere că $\omega_1/2\pi = n_1/60$,

$$v = \frac{1}{120} p \frac{n_1}{60} \text{ (mm/s)}$$

sau încă

$$v = \frac{1}{120} p n_1 \text{ (mm/min)}.$$

Raportul de transfer al lanțului cinematic studiat este deci

$$i_T = \frac{v}{n_1} = \frac{p}{120} \text{ (mm)}.$$

b. **Raportul de variație al mărimilor de ieșire din lanțul cinematic.** Lanțul cinematic trebuie să furnizeze, pentru o aceeași mărime de intrare y_i, un număr oarecare de mărimi de ieșire, a căror totalitate determină *domeniul de variație* al acestor mărimi, limitat ca și în cazul mecanismului printr-o mărime maximă $y_{e\,max}$ și una minimă $y_{e\,min}$. Raportul acestora

$$\frac{y_{e\,max}}{y_{e\,min}} = R_{y_e}$$

definește *raportul de variație al mărimilor de ieșire* din lanțul cinematic.

Deoarece totalitatea mărimilor de ieșire dintr-un lanț cinematic sînt livrate de ultimul mecanism al acestuia, ele sînt în același timp și mărimile de ieșire ale acestui mecanism, astfel încît există următoarea egalitate între aceste expresii

$$R_{x_e} = R_{y_e}.$$

c. **Raportul de reglare al lanțului cinematic.** Obținerea unui domeniu de variație al mărimilor de ieșire este condiționată de posibilitatea reglării raportului de transfer al lanțului cinematic. Dacă y_i este mărimea de intrare, atunci pentru valorile maximă și minimă, vor exista expresiile:

$$y_{e\,max} = i_{T\,max} y_i$$

$$y_{e\,min} = i_{T\,min} y_i$$

și deci raportul de transfer i_T trebuie să poată fi variat între două limite ale căror mărimi rezultă din expresiile de mai sus:

$$i_{T\,max} = \frac{y_{e\,max}}{y_i},$$

$$i_{T\,min} = \frac{y_{e\,min}}{y_i}.$$

Raportul acestor mărimi extreme definește *raportul de reglare al lanțului cinematic*,

$$R_{i_T} = \frac{i_{T\,max}}{i_{T\,min}} = \frac{y_{e\,max}}{y_{e\,min}} = R_{y_e},$$

a cărui mărime este identică cu a raportului de variație a mărimilor de ieșire, în cazul în care mărimea de intrare este constantă.

Dacă mărimea de intrare este variabilă într-un domeniu de variație, limitat de mărimile extreme $y_{i\,max}$ și $y_{i\,min}$, determinînd raportul de variație

$$R_{y_i} = \frac{y_{i\,max}}{y_{i\,min}},$$

atunci

$$y_{e\,max} = i_{T\,max} y_{i\,max},$$

$$y_{e\,min} = i_{T\,min} y_{i\,min},$$

de unde va rezulta că:

$$R_{i_T} = \frac{i_{T\,max}}{i_{T\,min}} = \frac{R_{y_e}}{R_{y_i}},$$

deci, în general, *raportul de reglare al unui lanț cinematic este egal cu cîtul dintre raportul de variație al mărimilor de ieșire și cel al mărimilor de intrare în lanțul cinematic.*

Posibilitatea de variere a mărimii de intrare, după cum rezultă din expresia de mai sus, duce la micșorarea raportului de reglare al lanțului cinematic, care are ca urmare simplificarea mecanismului de reglare al acestui lanț cinematic.

Astfel, ca exemplificare, fie un lanț cinematic care trebuie să furnizeze la capătul de ieșire o gamă de turații cuprinsă între limitele $y_{e\,max} = 1\,200$ rot/min și $y_{e\,min} = 50$ rot/min, mărimea de intrare fiind turația $n_0 = 3\,000$ rot/min.

Rapoartele de transfer limită vor fi:

$$i_{T\,max} = \frac{1\,200}{3\,000} = \frac{2}{5},$$

$$i_{T\,min} = \frac{50}{3\,000} = \frac{1}{60}.$$

Mecanismul de reglare al lanțului cinematic trebuie construit pentru a asigura rapoarte de transfer între limitele 2/5 și 1/60, deci pentru un raport de reglare

$$R_{i_T} = \frac{2}{5}\,\frac{60}{1} = 24.$$

Dacă antrenarea lanțului cinematic se face cu un motor avînd două turații: $n' = 3\,000$ rot/min și $n'' = 1\,500$ rot/min, atunci rapoartele de transfer limită vor fi:

$$i_{T\,max} = \frac{1\,200}{3\,000} = \frac{2}{5}$$

și

$$i_{T\,min} = \frac{50}{1\,500} = \frac{1}{30},$$

raportul de reglare al mecanismului trebuind să fie în acest caz

$$R_{i_T} = \frac{2}{5}\,\frac{30}{1} = 12,$$

pe jumătate decît în cazul precedent, ceea ce evident duce la o construcție mai simplă și deci mai economic a lanțului cinematic.

4.4. ASOCIAȚII DE LANȚURI CINEMATICE GENERATOARE

În cinematica unei mașini-unelte, lanțurile cinematice sînt dependente unele de altele prin legături mai mult sau mai puțin rigide din punct de vedere cinematic, prin condiționarea anumitor rapoarte între mărimile de intrare și ieșire sau numai între mărimile de ieșire.

Din punctul de vedere al modului în care se pot asocia între ele lanțurile cinematice, se disting următoarele șase cazuri fundamentale.

— Secționarea cinematică. Lanțul cinematic $L(y_i y_e)$ trebuie secționat într-un punct M (fig. 4.9, *a*), ceea ce conduce la obținerea a două lanțuri distincte $L(y_i y'_e)$ și $L(y'_i y_e)$. Caracteristic secționării este faptul că mărimea de ieșire y'_e a lanțului din stînga este egală cu mărimea de intrare y'_i a lanțului din dreapta.

— Legarea cinematică în serie. Fie două lanțuri cinematice $L(y_{i1} y_{e1})$ și $L(y_{i2} y_{e2})$, care trebuie legate în serie (fig. 4.9, *b*).

Două cazuri pot apărea, datorită mărimilor y_{e1} și y_{i2}, și anume:

— cazul $y_{i2} = y_{e1}$, mărimea de intrare în lanțul $L(y_{i2} y_{e2})$ este identică cu mărimea de ieșire din lanțul $L(y_{i1} y_{e2})$. În acest caz banal este suficientă o simplă legătură cinematică cu raportul de transfer egal cu unitatea;

— cazul $y_{i2} \neq y_{e1}$, mărimea de intrare în lanțul următor este diferită de mărimea de ieșire din lanțul precedent. Soluționarea se poate obține în trei moduri distincte:

a) se aduce mărimea de ieșire y_{e1} la valoarea mărimii de intrare y_{i2};

b) se aduce mărimea de intrare y_{i2} la valoarea mărimii de ieșire y_{e1} sau:

c) legătura se face prin intermediul unui mecanism care transformă mărimea y_{e1} în mărimea y_{i2}.

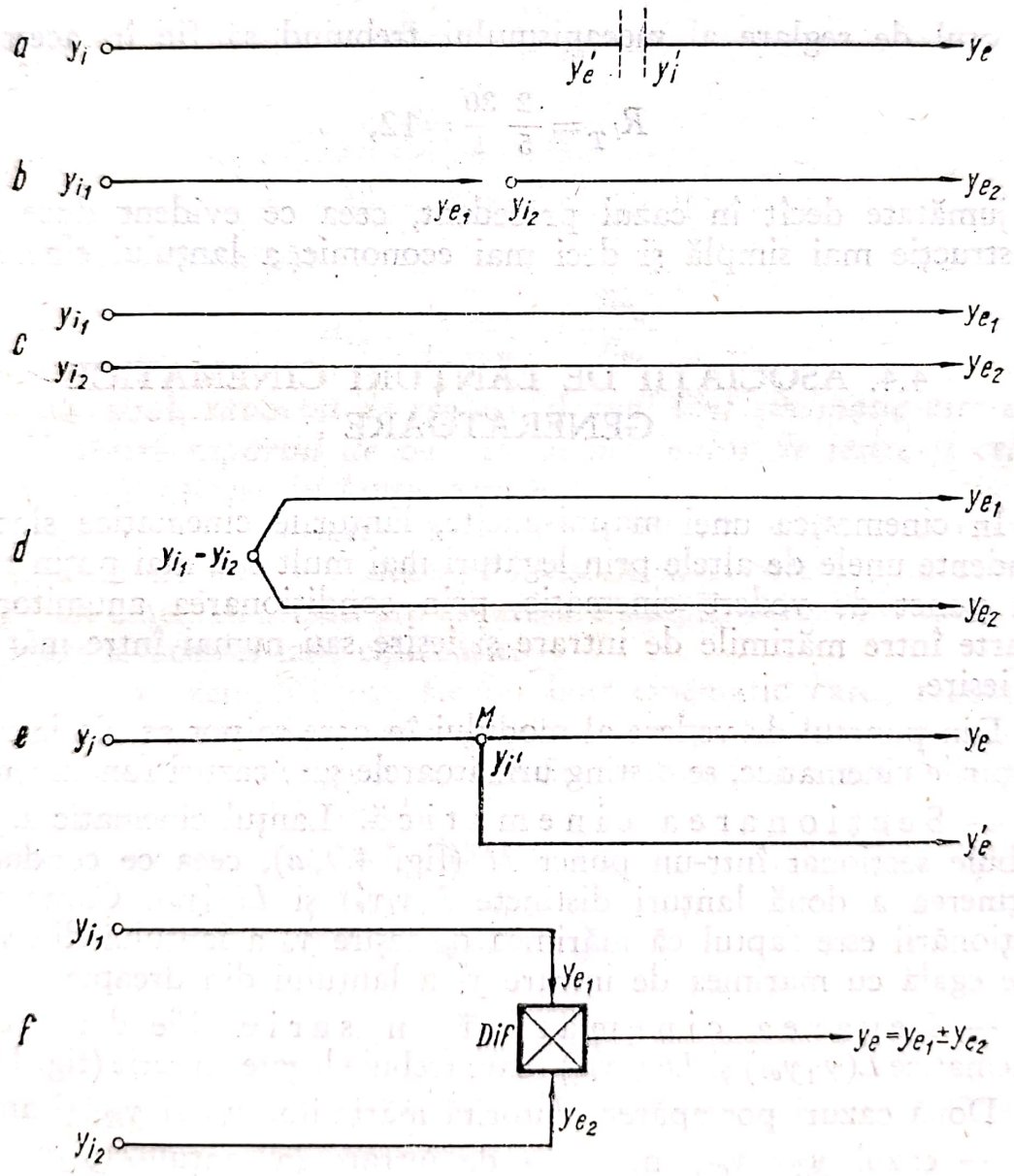


Fig. 4.9. Asociații de lanțuri cinematice:
a — secționate; *b* — în serie; *c* — pseudocinematice în paralel; *d* — în paralel; *e* — în serie-paralel; *f* — în paralel-serie.

— Legarea pseudocinematică în paralel. Două lanțuri cinematice distincte $L(y_{i1}y_{e1})$ și $L(y_{i2}y_{e2})$ trebuie să furnizeze mărimile de ieșire y_{e1} și y_{e2} (fig. 4.9, *c*), așa fel încît acestea să fie într-un anumit raport una față de cealaltă, raport a cărui mărime poate varia în anumite limite admisibile, ceea ce se poate scrie sub forma

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} \approx k.$$

Datorită acestei condiții care nu implică o legătură strictă între cele două mărimi de ieșire, este posibil ca lanțurile cinematice să nu fie legate între ele la capetele de intrare, dacă raportul mărimilor de intrare variază în jurul aceleiași valori k.

— Legarea cinematică în paralel. Spre deosebire de cazul precedent, aici este impusă condiția realizării unui raport k strict constant între cele două mărimi de ieșire

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = k = \text{const}.$$

În acest caz (fig. 4.9, *d*), capetele de intrare trebuie legate cinematic între ele, de unde rezultă că mărimile de intrare y_{i1} și y_{i2} trebuie să fie identice sau aduse la a fi identice.

— Legarea cinematică în serie-paralel. În genere aceasta constă în legarea la un lanț $L(y_i'y_e')$ a unui alt lanț $L(y_iy_e)$ într-un punct oarecare M (fig. 4.9, *e*), cu condiția ca raportul dintre mărimile de ieșire să fie strict constante sau nu. Rezolvarea se reduce la cazurile precedente.

— Legarea cinematică în paralel-serie. Fiind necesară o mărime de ieșire y_e rezultată din însumarea a două mărimi y_{e1} și y_{e2}, adică

$$y_e = y_{e1} \pm y_{e2},$$

sînt necesare două lanțuri cinematice $L(y_{i1}y_{e1})$, și $L(y_{i2}y_{e2})$, ale căror mărimi de ieșire (fig. 4.9, *f*) să se însumeze în mărimea y_i' care este transformată, în continuare, în mărimea de ieșire y_e. Însumarea celor două mărimi y_{e1} și y_{e2} se obține folosind un mecanism diferențial.

a. **Secționarea cinematică.** Secționarea lanțului cinematic $L(y_iy_e)$ într-un punct M (fig. 4.10) implică introducerea în acest punct a unui cuplaj C care în poziția 2 leagă porțiunea de lanț din dreapta la un lanț cinematic oarecare, a cărui mărime de ieșire devine mărimea de intrare y_i' pentru secțiunea din dreapta a lanțului $L(y_iy_e)$.

Scanned with OKEN Scanner

Raportul de transfer al secțiiunii de lanț din dreapta $L(y_i' y_e)$,

$$i' = \frac{y_e}{y_i} = i_2 i_3 = \text{const},$$

este constant (în cazul figurii), mărimea sa fiind impusă de la caz la caz, după necesitate.

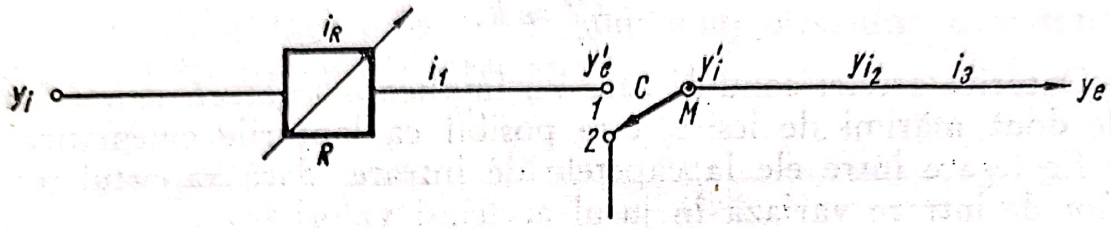


Fig. 4.10. Secționarea unui lanț cinematic.

b. **Legarea cinematică în serie.** Două lanțuri cinematice $L(y_{i1} y_{e1})$ și $L(y_{i2} y_{e2})$ pot fi legate în serie fie printr-o legătură fixă, fie printr-un cuplaj C (fig. 4.11).

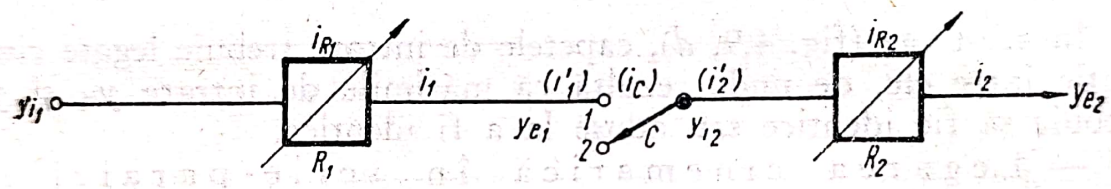


Fig. 4.11. Legarea cinematică în serie.

Indiferent de modul în care se realizează legătura, cele două mărimi, de ieșire y_{e1} din primul lanț, și de intrare y_{i2} în al doilea lanț, trebuie să fie identice

$$y_{e_1} = y_{i_2}.$$

Aducerea la identitate a celor două mărimi, în cazul în care aceasta nu există, se poate obține prin:

— modificarea raportului de transfer a lanțului $L(y_{i1} y_{e1})$ introducîndu-se un raport de transfer i_1' care să asigure la ieșirea din lanț o mărime de ieșire

$$y_{e_1}' \equiv y_{i_2};$$

— modificarea raportului de transfer a lanțului $L(y_{i2} y_{e2})$, prin introducerea raportului de transfer i_2', astfel încît mărimea de intrare y_{i2} să devină

$$y_{i_2}' \equiv y_{e_1};$$

— introducerea unui mecanism între cele două capete ale lanțurilor cinematice, al cărui raport de transfer să fie egal cu raportul dintre mărimile y_{i2} și y_{e1}

$$i_C = \frac{y_{i2}}{y_{e1}}.$$

Ecuațiile celor două lanțuri cinematice fiind:

$$y_{e2} = y_{i2} i_{R2} i_2 = y_{i2} i_{T2},$$
$$y_{e1} = y_{i1} i_{R1} i_1 = y_{i1} i_{T1},$$

prin legare, în cazul $y_{e1} = y_{i2}$, duce la ecuația

$$y_{e2} = y_{i1} i_{R1} i_{R2} i_1 i_2 = y_{i1} i_{T1} i_{T2} = y_{i1} i_T,$$

raportul de transfer al noului lanț cinematic fiind

$$\frac{y_{e2}}{y_{i1}} = i_{R1} i_{R2} i_1 i_2 = i_{T1} i_{T2} = i_T,$$

deci egal cu produsul rapoartelor de transfer ale ambelor lanțuri cinematice.

c. **Legare pseudocinematică în paralel.** În multe cazuri, între mărimile de ieșire y_{e1} și y_{e2} ale două lanțuri cinematice trebuie să existe o relație mai mult sau mai puțin constantă, fără a fi necesară o constanță riguroasă ca, de exemplu, relația care există între viteza de așchiere și mărimea avansului.

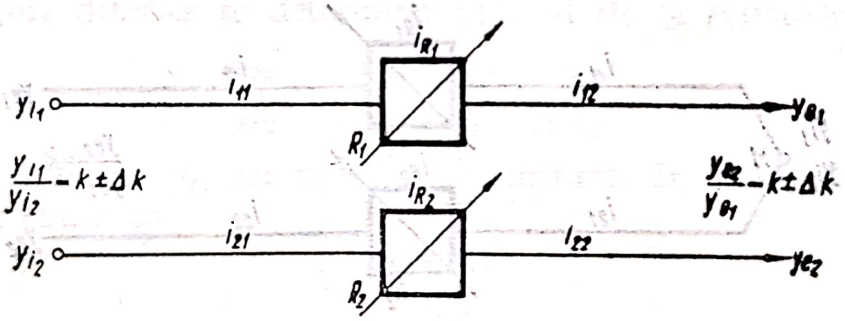


Fig. 4.12. Legarea pseudocinematică în paralel.

Astfel, fie două lanțuri cinematice $L(y_{i1}y_{e1})$ și $L(y_{i2}y_{e2})$ între ale căror mărimi de ieșire y_{e1} și y_{e2} (fig. 4.12) trebuie să existe relația

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = k \pm \Delta k,$$

adică raportul lor poate varia oricum în timp între limitele $k + \Delta k$ și $k - \Delta k$.

Întrucît

$$y_{e2} = y_{i2} i_{T2}$$

și

$$y_{e1} = y_{i1} i_{T1},$$

atunci

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{y_{i2}}{y_{i1}} \cdot \frac{i_{T2}}{i_{T1}} = k \pm \Delta k.$$

Dar rapoartele de transfer i_{T2} și i_{T1} sînt constante pentru o anumită valoare a ficărei mărimi de ieșire, deci și raportul lor

$$\frac{i_{T2}}{i_{T1}} = C,$$

astfel încît a doua egalitate din expresia de mai sus devine

$$C \frac{y_{i2}}{y_{i1}} = k \pm \Delta k,$$

adică și *raportul mărimilor de intrare poate varia între aceleași limite ca și raportul mărimilor de ieșire.* Această condiție este îndeplinită aproape totdeauna cînd se folosesc ca mărimi de intrare turațiile motoarelor asincrone, astfel încît nu este necesară o legătură mecanică între capetele de intrare ale celor două lanțuri cinematice.

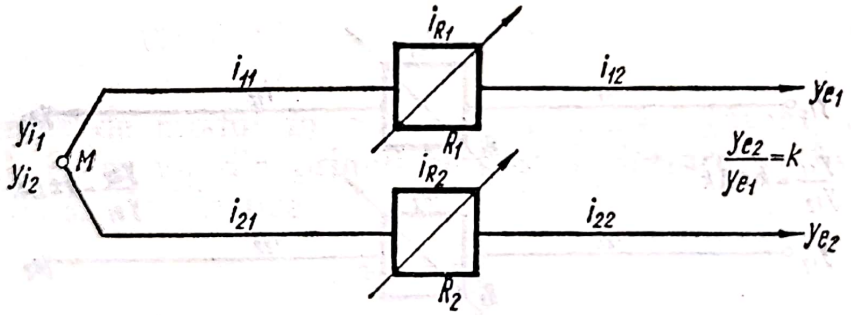


Fig. 4.13. Legarea cinematică în paralel.

d. **Legarea cinematică în paralel.** Dacă între cele două mărimi de ieșire trebuie să existe o relație strict constantă, de formă

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = k,$$

atunci cele două lanțuri cinematice (fig. 4.13) trebuie să aibă o legătură comună a capetelor de intrare.

Condiția ca raportul dintre cele două mărimi de ieșire să fie strict constant este impusă în multe cazuri de generarea unor directoare cinematice ca, de exemplu, la filetarea pe strung, la care

pentru obţinerea directoarei elicoidale, raportul dintre viteza tangenţială v_T şi viteza axială v_A trebuie să fie constant şi egal cu tg β, în care β este unghiul de înclinare al elicei.

Această cerinţă impune egalitatea mărimilor de intrare, ceea ce se poate obţine apelînd la una din cele trei soluţii indicate pentru legarea în serie a două lanţuri cinematice.

Legarea în paralel a două lanţuri cinematice prezintă unele particularităţi în comparaţie cu legarea lor în serie.

Astfel, datorită legării capetelor de intrare între ele, la lanţul cinematic rezultat $L(y_{e1}y_{e2})$, ambele capete sînt de ieşire. Ca urmare, este necesar a se considera unul dintre capetele lanţului cinematic rezultat drept capăt de intrare.

Ştiind că lanţurile cinematice sînt în general reversibile, această considerare este posibilă.

Considerînd ca mărime de intrare y_{e1} şi ca mărime de ieşire y_{e2}, lanţul cinematic se va nota prin

$$L(y_{e1}y_{e2}),$$

sau, considerînd pe y_{e2} ca mărime de intrare şi y_{e1}, mărimea de ieşire, acelaşi lanţ cinematic se va nota

$$L(y_{e2}y_{e1}).$$

Ecuaţia lanţului cinematic rezultat prin legarea în paralel a două lanţuri diferite se determină plecînd de la ecuaţiile acestora:

$$y_{e1} = i_{11}i_{R1}i_{12}y_{i1} = i_{T1}y_{i1},$$
$$y_{e2} = i_{21}i_{R2}i_{22}y_{i2} = i_{T2}y_{i2}.$$

Fie considerat y_{e1} ca mărime de intrare. În punctul de legătură M, trebuie ca

$$y_{i2} = y_{i1},$$

adică

$$y_{i2} = \frac{y_{e1}}{i_{T1}},$$

astfel că ecuaţia lanţului rezultat va fi

$$y_{e2} = \frac{i_{T2}}{i_{T1}}y_{e1}.$$

Raportul de transfer al noului lanţ cinematic va fi

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = i_T = \frac{i_{T2}}{i_{T1}}.$$

Scris sub forma următoare

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = i_{T2}\frac{1}{i_{T1}},$$

în care se înlocuiesc i_{T2} și i_{T1} prin echivalentele lor

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = i_{21} i_{22} i_{R2} \frac{1}{i_{11}} \frac{1}{i_{12}} \frac{1}{i_{R1}},$$

iese în evidență că noul raport de transfer rezultă din produsul rapoartelor de transfer al tuturor mecanismelor, *cu luarea în considerare a sensului de transfer din lanțurile cinematice inițiale.*

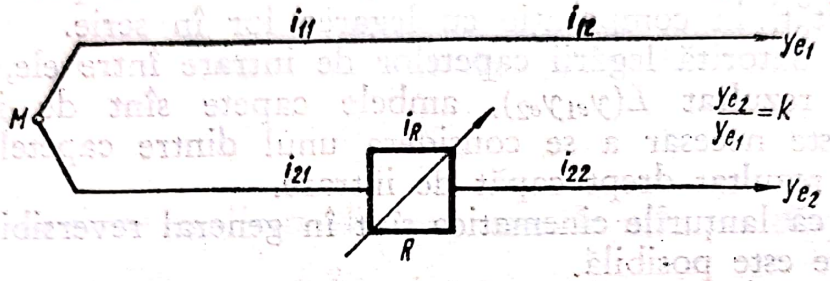


Fig. 4.14. Legarea cinematică în paralel cu un singur element de reglare.

În lanțurile cinematice inițiale, sensurile de transfer erau de la M către R_1 respectiv R_2, în timp ce în noul lanț cinematic, sensul de transfer este de la R_1 la M și de la M la R_2.

Ca urmare, în ramura R_1M a lanțului cinematic, rapoartele de transfer sînt inverse.

Existența a două mecanisme de reglare R_1 și R_2 dă naștere la dificultăți în reglarea lanțului cinematic, motiv pentru care se elimină unul dintre acestea, redimensionîndu-se celălalt astfel încît raportul de transfer al său să fie egal cu cîtul rapoartelor de transfer inițiale (fig. 4.14).

$$i_R = \frac{i_{R2}}{i_{R1}}.$$

e. **Legarea cinematică în serie-paralel.** Două cazuri distincte se deosebesc la legarea în serie-paralel a unor lanțuri cinematice.

Primul este cel în care raportul dintre mărimile de ieșire nu necesită a fi strict constant, putînd lua orice valori între $k+\Delta k$ și $k-\Delta k$, similar cazului studiat la punctul *c* sub denumirea de legare pseudocinematică în paralel.

Aici însă (fig. 4.15), legătura este cinematică, lanțul $L(y_i' y_e')$ fiind legat în M de lanțul $L(y_i y_e)$.

Această asociere de lanțuri cinematice se întîlnește curent la multe mașini-unelte, lanțul $L(y_i y_e)$ fiind lanțul cinematic principal, a cărui mărime de ieșire y_e este viteza de așchiere, iar lanțul $L(y_i' y_e')$ fiind un lanț cinematic de avans, a cărui mărime de ieșire y_e' este avansul. Legarea în serie-paralel prezintă unele avantaje în comparație cu legarea pseudocinematică în paralel.

Astfel, raportul dintre cele două mărimi de ieşire se reglează prin mecanismul R', identic ca în cazul lanţurilor legate în paralel (fig. 4.14), în timp ce, în cazul legăturii pseudocinematice (fig. 4.12), această operaţie implică acţionarea ambelor mecanisme R_1 şi R_2.

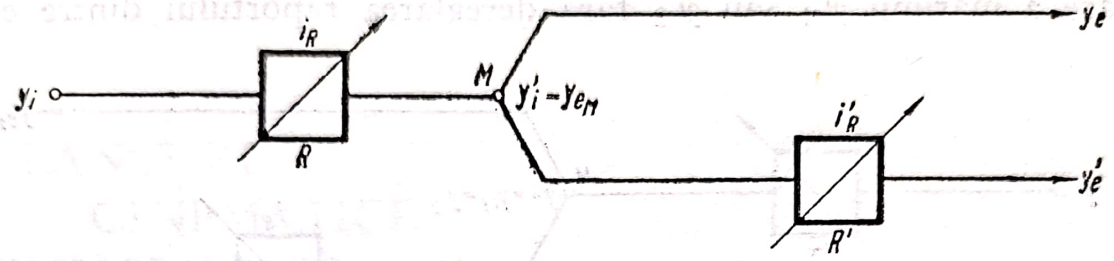


Fig. 4.15. Legarea cinematică în serie-paralel.

Pe de altă parte, schimbarea valorii uneia dintre mărimile y_e sau y_e', în cazul legăturii în serie-paralel, se obţine acţionînd mecanismul R, *fără ca prin această operaţie să se deregleze raportul dintre cele două mărimi de ieşire*, spre deosebire de cazul legăturii pseudocinematice, la care este necesară reglarea ambelor mecanisme R_1 şi R_2 pentru readucerea raportului dintre cele două mărimi de ieşire la valoarea iniţială.

În adevăr, dacă

$$\frac{y'_e}{y_e} = i'_R,$$

pentru o nouă mărime y_{e1} a lui y_e, obţinută prin acţionarea mecanismului de reglare R, în sensul ca i_R să devină i_{R1}, va fi

$$y_{e1} = y_i i_{R_1}$$

şi

$$y'_e = y_i i_{R1} i'_R$$

Raportul acestor expresii

$$\frac{y'_e}{y_{e1}} = \frac{y_i i_{R1} i'_R}{y_i i_{R1}} = i'_R = \frac{y'_e}{y_e}$$

se menţine constant.

Un alt avantaj constă în utilizarea unei singure surse de energie, care furnizează mărimea de intrare y_i, în loc de două surse, cum este necesar în cazul legăturii pseudocinematice.

Legarea în serie-paralel se mai poate considera şi sub aspectul legării lanţului cinematic $L(y'_i y'_e)$ de lanţul $L(y_i y_e)$ în punctul M. Evident că, în cazul unei astfel de considerări, trebuie să se ţină seama de valoarea mărimii y'_i din punctul M pentru dimensionarea acestui lanţ cinematic. Al doilea caz al legării în serie-paralel este

Scanned with OKEN Scanner

cel în care raportul dintre mărimile de ieşire trebuie să fie riguros constant, caz studiat la punctul precedent.

Şi în acest caz, mecanismul de reglare R' permite obţinerea raportului k dintre cele două mărimi de ieşire $y_{e2}y_{e1}$ (fig. 4.16), iar mecanismul de reglare R asigură obţinerea valorii corespunzătoare a mărimii y_{e1} sau y_{e2} fără dereglarea raportului dintre ele.

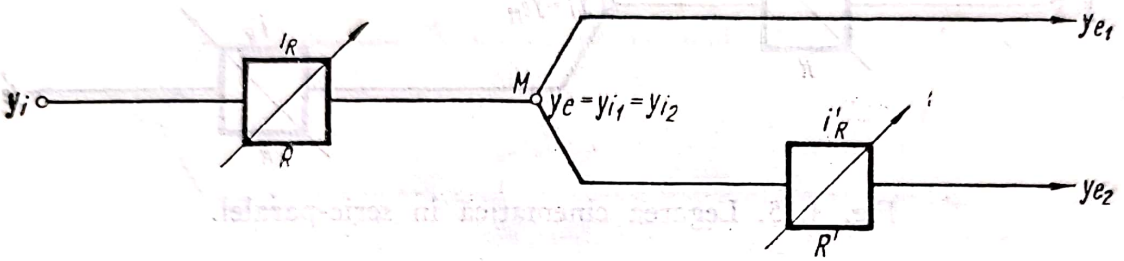


Fig. 4.16. Legarea cinematică în serie-paralel cu raportul mărimilor de ieşire constant.

În ceea ce priveşte mărimea de ieşire y_e din lanţul $L(y_i y_e)$, ea trebuie să îndeplinească condiţiile deja studiate la legarea cinematică în paralel a două lanţuri.

f. **Legarea cinematică în paralel-serie.** În cazurile în care reglarea unui lanţ cinematic necesită rapoarte de reglare foarte precise, exprimate prin numere cu parte zecimală de rang $4 \cdots 8$, operaţia de reglare devine extrem de dificilă, dacă nu chiar imposibilă.

În aceste cazuri mărimea de ieşire y_e se descompune convenabil în două mărimi de ieşire y_{e1} şi y_{e2}, în aşa fel încît

$$y_e = y_{e1} \pm y_{e2}.$$

Cele două mărimi de ieşire sînt furnizate de două lanţuri cinematice (fig. 4.17) distincte $L(y_{i1}y_{e1})$ şi $L(y_{i2}y_{e2})$, care se pot uşor regla independent prin mecanismele de reglare R_1 şi R_2 şi sînt însumate algebric cu ajutorul unui mecanism diferenţial *Dif*.

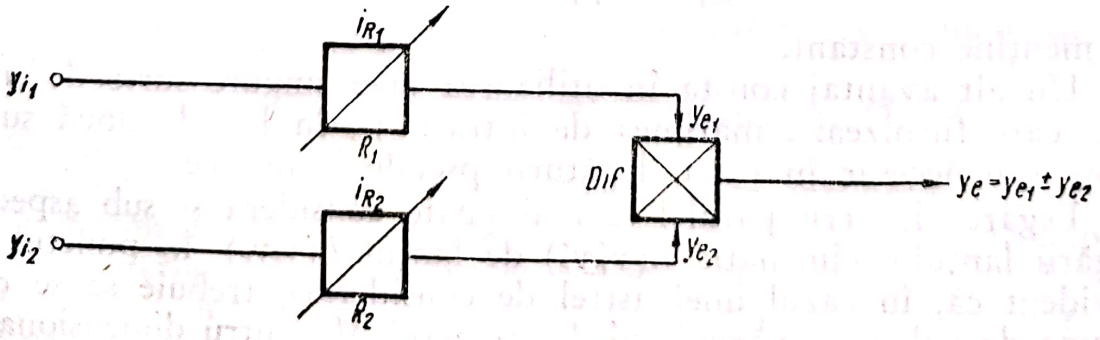


Fig. 4.17. Legarea cinematică în paralel-serie.

5. LANŢURI CINEMATICE TEHNOLOGICE

5.1. LANŢURI CINEMATICE PRINCIPALE

a. **Definire.** În procesul de generare a suprafeţelor prin aşchiere este necesară o mişcare de deplasare a generatoarei, materializată prin muchia aşchietoare a sculei sau obţinută pe cale cinematică pe curba directoare.

Această mişcare, în raport cu un reper fix, batiul maşinii-unelte apare ca rezultînd în unul din următoarele cazuri:

— generatoarea mobilă, directoarea fixă, în cazul broşării, rabotării pe şeping etc.;

— generatoarea fixă, directorea mobilă, la strunjirea cilindrică, rabotarea pe raboteză etc.;

— generatoarea şi directoarea mobilă, la frezare şi rectificare.

În procesul de generare a suprafeţelor prin aşchiere, în cea mai mare parte a cazurilor generatoarea nu-şi modifică forma, astfel încît viteza de deplasare a ei pe directoare nu este supusă nici unor restricţii în ceea ce priveşte mărimea şi sensul său. Ca urmare, mărimea vitezei de deplasare se poate lua egală cu mărimea vitezei tehnologice de aşchiere, cerută de însuşi procesul de aşchiere.

Dificultăţile de realizare a vitezei tehnologice de aşchiere pe traiectoria directoare, menţionate în § 3.5, determină obţinerea unei mişcări relative între directoare şi generatoare, între piesă şi sculă, cu o viteză reală de aşchiere, mai mult sau mai puţin apropiată de cea tehnologică.

Scanned with OKEN Scanner

Mișcarea relativă dintre piesă și sculă se obține cu ajutorul uneia sau a mai multor lanțuri cinematice, ale căror mărimi de ieșire corespund traiectoriilor și vitezelor necesare generării suprafeței. Lanțul cinematic care asigură pe traiectoria directoare sau pe una din componentele acestei traiectorii viteza principală de așchiere, componentă a vitezei reale de așchiere, este denumit *lanț cinematic principal.*

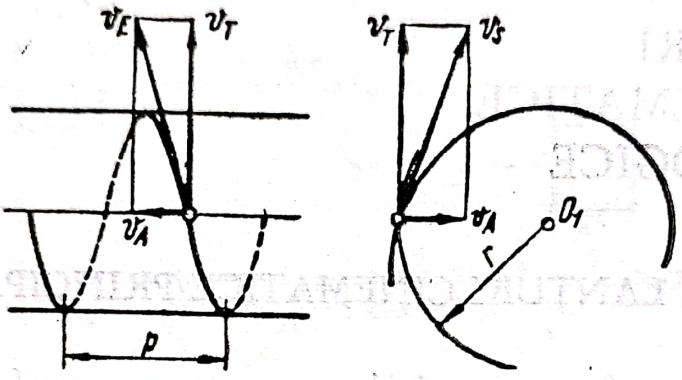


Fig. 5.1. Direcțiile vitezei reale și principale de așchiere în cazul filetării și al detalonării.

Traiectoria directoare este realizată în majoritatea cazurilor prin combinarea a două sau mai multe traiectorii circulare sau rectilinii.

Astfel, în cazul filetării pe strung sau al detalonării (fig. 5.1), viteza reală de așchiere (v_E, respectiv v_S) este tangentă la traiectoria directoare, în timp ce viteza principală de așchiere, furnizată de lanțul cinematic principal, este componenta v_T, tangentă la un cerc de rază r.

Ca urmare, acest lanț cinematic se poate defini astfel:

Lanțul cinematic principal asigură pe una din componentele traiectoriei directoare viteza principală de așchiere, componenta cea mai mare a vitezei reale de așchiere.

Definiția este valabilă și în cazurile particulare, în care traiectoria directoare nu rezultă din combinarea mai multor traiectorii, de exemplu la rabotare, în care viteza principală de așchiere este identică cu viteza reală de așchiere.

b. Mărimea de ieșire a lanțului cinematic principal. Lanțul cinematic principal trebuie să furnizeze, pe o traiectorie circulară sau rectilinie, o mărime de ieșire $y_e = v_{aș}$, denumită, după cum s-a văzut, viteză principală de așchiere.

Pentru o traiectorie circulară, mărimea vitezei se exprimă prin

$$v_{aș} = \frac{2\pi\, r n_{aș}}{1\,000} \text{ (m/min)},$$

în care r, în mm, este raza piesei sau a sculei, iar $n_{aș}$, în rot/min, turația acestora.

În cazul traiectoriilor rectilinii, funcție de genul mecanismului care asigură mișcarea, aceasta poate fi *continuă* sau *alternativă*. În cazul mișcării continue, viteza este uniformă și se exprimă prin

$$v_{aș} = \frac{l}{1\,000\,T} \text{ (m/min)},$$

unde l, în mm, este mărimea spațiului parcurs într-un ciclu de așchiere, iar T, în min, durata acestui ciclu.

Mișcarea rectilinie alternativă poate fi realizată cu viteză uniformă (mecanisme cu piuliță-șurub, pinion-cremalieră, cilindru-piston etc.) sau cu viteză variată (mecanism cu bielă-manivelă, culisă oscilantă etc.).

În ambele cazuri, un ciclu cinematic constă dintr-o cursă dublă de mărime l, parcursă cu viteza $v_{aș} = v_1$, în cursa de lucru, și cu viteza v_2, în cursa de înapoiere.

Între cele două viteze, există relația

$$k = \frac{v_2}{v_1},$$

k fiind mai mare decît unitatea și constant sau variabil, funcție de genul mecanismului.

Dacă T_1 și T_2 sînt timpii necesari parcurgerii cursei într-un sens și celălalt, atunci

$$v_1 = \frac{l}{1\,000\,T_1} \text{ și } v_2 = \frac{l}{1\,000\,T_2}.$$

Timpul necesar unei curse duble fiind $T = T_1 + T_2$, se poate scrie că $T_1 = T - T_2$, astfel că

$$v_1 = \frac{l}{1\,000\,(T - T_2)}.$$

Pe de altă parte, întrucît $v_2 = kv_1$,

$$kv_1 = \frac{l}{1\,000\,T_2},$$

de unde, scoțînd expresia lui T_2 și introducînd-o în aceea a vitezei v_1, rezultă

$$v_{aș} = v_1 = \frac{1+k}{k} \cdot \frac{l}{1\,000\,T}.$$

Timpul T necesar unei curse duble se poate exprima funcție de numărul de curse duble pe minut prin

$$T = \frac{1}{n_{aș}}.$$

Ca urmare, expresia vitezei principale de așchiere în cazul mișcării rectilinii alternative este

$$v_{aș} = \frac{1+k}{k} \cdot \frac{l n_{aș}}{1\,000}.$$

Remarcînd că produsul $2\,\pi\,r$, în cazul traiectoriei circulare, reprezintă mărimea spațiului parcurs într-un ciclu, toate cele trei expresii ale vitezei principale de așchiere se pot exprima prin

$$v_{aș} = \lambda \frac{L n_{aș}}{1\,000} \text{ (m/min)},$$

în care λ este egal cu unitatea, în cazurile mișcărilor circulare și rectilinii continue, și egal cu $(1+k)/k$, în cel al mișcării rectilinii alternative, L fiind egal cu mărimea spațiului parcurs într-un ciclu de așchiere, iar $n_{aș}$, numărul de cicluri pe minut (rot/min sau curse duble/min).

Ca urmare, lanțurile cinematice principale de orice natură ar fi ele trebuie să asigure la capătul de ieșire, indiferent dacă traiectoria este circulară sau rectilinie, iar mișcarea continuă sau alternativă, o mărime de ieșire $y_e = v_{aș}$, definită prin ultima expresie.

c. **Structura lanțului cinematic principal.** Scopul lanțului cinematic principal fiind de a asigura viteza principală de așchiere, reglabilă ca mărime între cele două limite ale domeniului de variație al ei, pe o traiectorie circulară sau rectilinie, de diverse mărimi, funcție de dimensiunile piesei sau ale sculei, trebuie să conțină un număr de mecanisme care să satisfacă aceste cerințe.

Lanțul cinematic principal este antrenat totdeauna de un motor, exceptînd micile mașini-unelte acționate manual, a cărui mișcare transmisă în lanț trebuie să poată fi nu numai reglată pentru obținerea vitezei de așchiere corespunzătoare, ci și inversată ca sens și oprită sau pornită.

Pentru mișcarea circulară, un lanț cinematic principal mecanic poate fi reprezentat sub formă structurală ca în fig. 5.2.

Motorul M, în general motor electric, furnizează mărimea de intrare y_i, turația n_0, în lanțul cinematic. Cuplajul C permite transmiterea sau întreruperea mișcării în lanț, iar frînarea acestuia se

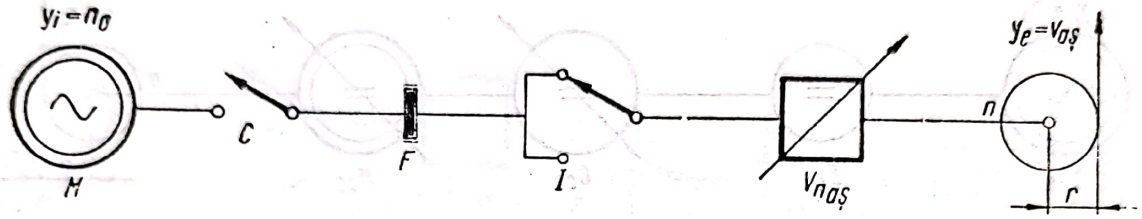


Fig. 5.2. Schema structurală a unui lanț cinematic principal mecanic pentru mișcare circulară.

face prin intermediul frînei F. Inversarea sensului mișcării este asigurată de inversorul I în cele două poziții ale sale. Mecanismul de reglare a turațiilor, variatorul V_n, asigură turațiile necesare, care funcție de mărimea r a piesei sau a sculei determină viteza principală de așchiere.

Trebuie de remarcat că funcția acestui ultim mecanism care transformă turația n (sau pe ω) într-o viteză tangențială $v_{aş}$ este îndeplinit în foarte multe cazuri de însăși piesa sau scula, prin mărimea razei r a ei, spre deosebire, de exemplu, de sania portcuțit de pe platoul mașinilor orizontale de alezat și găurit, care îndeplinește în mod special această funcție.

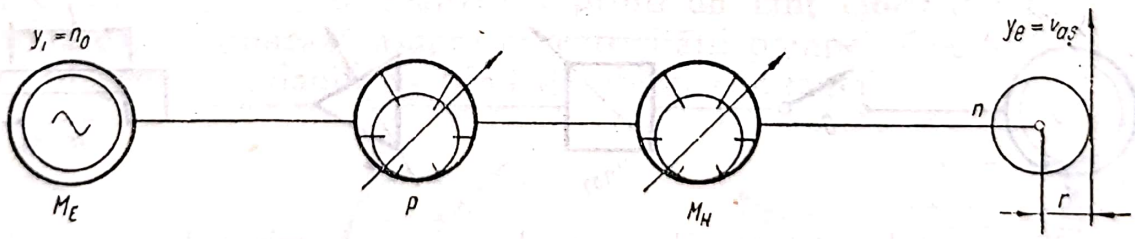


Fig. 5.3. Schema structurală a unui lanț cinematic principal hidraulic pentru mișcarea circulară.

Sistemele hidraulice sînt puțin folosite în lanțul cinematic principal și în aceste cazuri se prezintă sub formă de agregat — variator hidraulic — care constă (fig. 5.3) dintr-o pompă P cu palete sau pistonașe și un motor hidraulic rotativ M_H, similar pompei din punct de vedere constructiv.

Variația turației motorului hidraulic, inversarea sensului de rotație, pornirea și oprirea mișcării se obțin acționînd asupra excentricității rotorului pompei sau a motorului hidraulic.

Grupul Ward-Leonard este sistemul electric tipic folosit ca lanț cinematic principal la mașinile-unelte grele. El constă (fig. 5.4)

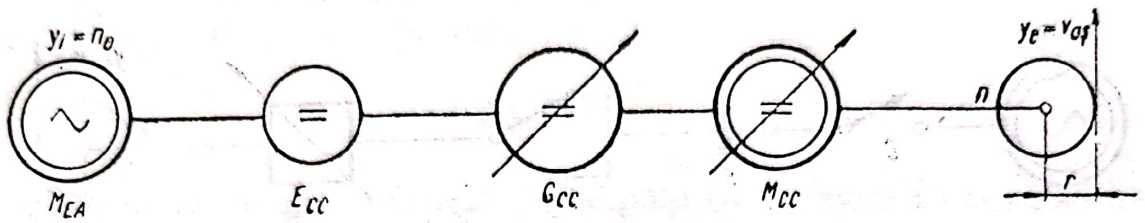


Fig. 5.4. Schema structurală a unui lanț cinematic principal electric pentru mișcarea circulară.

dintr-un grup de patru mașini electrice: un motor de curent alternativ M_{EA}, un motor de curent continuu M_{CC}, un generator de curent continuu G_{CC} și o excitatrice E_{CC}. Combinația acestor mașini electrice permite varierea comodă și economică a turației motorului de curent continuu, precum și inversarea sensului său de rotație.

Mișcarea rectilinie alternativă, cu viteză de așchiere, se realizează prin lanțuri cinematice principale mecanice, similare celor pentru obținerea mișcării circulare, cărora li se adaugă un mecanism de transformare a mișcării circulare în rectilinie alternativă.

Funcție de genul acestui mecanism se pot distinge două grupe de posibilități de transformare a mișcării de rotație în mișcare rectilinie alternativă.

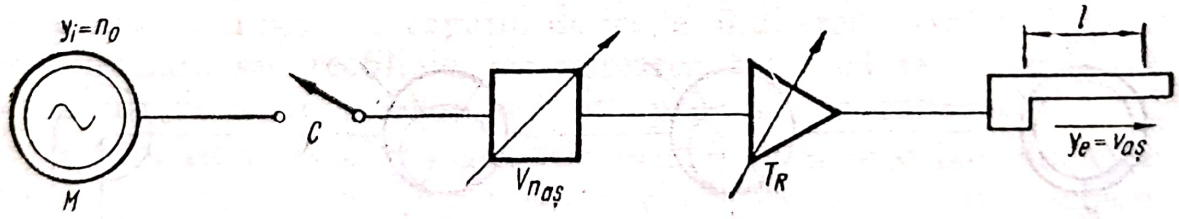


Fig. 5.5. Schema structurală a unui lanț cinematic principal mecanic pentru mișcarea rectilinie.

În prima grupă intră mecanismele care asigură ele însele inversarea (fig. 5.5), ca mecanismul bielă-manivelă și culisă oscilantă, caracterizate prin faptul că mărimea cursei se reglează prin variația mărimii razei manivelei, ca și prin faptul că mărimea coeficientului $k = v_2/v_1$ este constantă, pentru oricare mărime a vitezei de așchiere v_1.

A doua grupă de mecanisme folosite în lanțurile cinematice principale pentru transformarea mișcării circulare în rectilinie: pinion-cremalieră și șurub-piuliță, necesită mecanisme de inversare a sensului mișcării (fig. 5.6), precum și un *lanț cinematic auxiliar* pentru înapoiere rapidă (în schemă trasat cu linii întrerupte), ca și

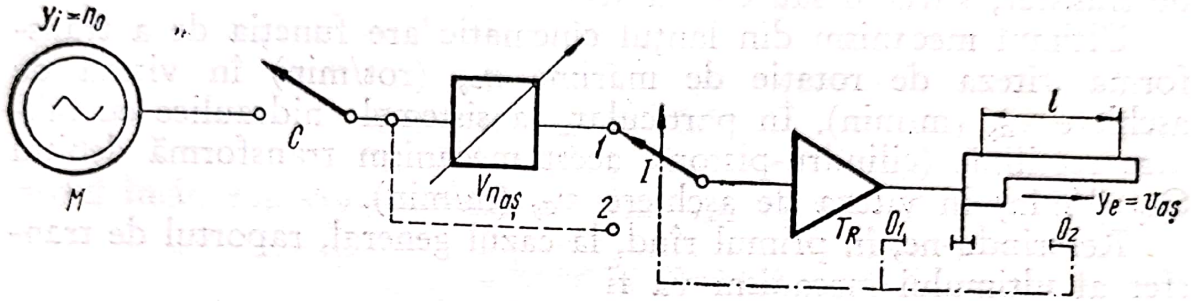


Fig. 5.6. Schema structurală a unui lanț cinematic principal mecanic pentru mișcare rectilinie, cu lanțul cinematic auxiliar și de comandă a inversării sensului mișcării.

lanțuri cinematice de comandă (trasate cu linie-punct) pentru comanda inversorului *I*, de către limitatorii O_1 și O_2.

La aceste lanțuri cinematice principale, coeficientul k este variabil, deoarece în toate cazurile v_2 este constant, în timp ce v_1, fiind viteza de așchiere, variază funcție de necesitățile procesului de așchiere.

Sistemele hidraulice pentru obținerea vitezei de așchiere pe traiectorii rectilinii (raboteze, mașini de broșat etc.) folosesc pompe cu debit variabil (fig. 5.7) și motor hidraulic T_R cu mișcare rectilinie (piston-cilindru). Inversarea sensului mișcării și obținerea vitezei v_2 de înapoiere se realizează printr-un lanț cinematic de comandă care acționează asupra excentricității pompei. Coeficientul k este în genere variabil, v_2 fiind de obicei constantă.

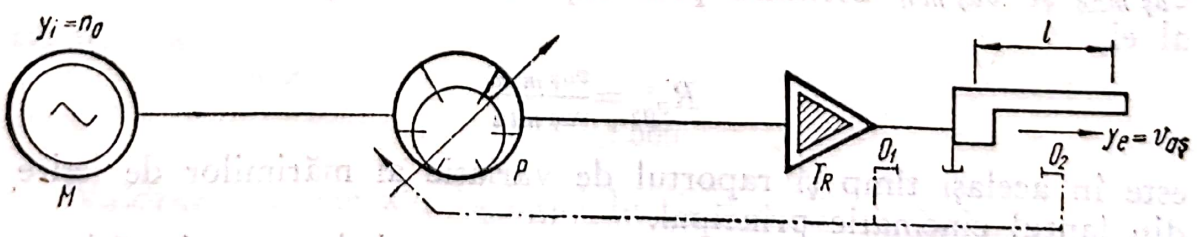


Fig. 5.7. Schema structurală a unui lanț cinematic principal hidraulic pentru mișcarea rectilinie.

Lanțurile cinematice electrice utilizate ca lanțuri cinematice principale pentru mișcarea rectilinie constau dintr-un grup Ward-Leonard (fig. 5.4), care la capătul de ieșire antrenează un meca-

nism de transformare a mişcării circulare în rectilinie, de obicei pinion-cremalieră sau şurub-cremalieră.

d. **Ultimul mecanism al lanţului cinematic principal.** În componenţa lanţului cinematic principal intră, după cum s-a văzut, un număr oarecare de mecanisme diferite, fiecare avînd raportul său de transfer, variabil sau constant.

Ultimul mecanism din lanţul cinematic are funcţia de a transforma viteza de rotaţie de mărime $n_{aş}$ (rot/min) în viteza de aşchiere $v_{aş}$ (m/min). În particular, la sistemele hidraulice cu mişcare rectilinie (cilindru-piston), acest mecanism transformă debitul $Q_{aş}$ (l/min) în viteza de aşchiere $v_{aş}$ (m/min).

Referindu-ne, în primul rînd, la cazul general, raportul de transfer al ultimului mecanism va fi

$$i_L = \frac{v_{aş}}{n_{aş}},$$

deoarece mărimea de intrare este $x_i = n_{aş}$, iar cea de ieşire $x_e = v_{aş} = y_e$, identică cu mărimea de ieşire din lanţul cinematic.

Din expresia raportului de transfer a ultimului mecanism, rezultă că mărimea de intrare în acesta trebuie să fie

$$n_{aş} = \frac{v_{aş}}{i_L},$$

Un lanţ cinematic principal dat, deci o maşină-unealtă dată, trebuie să aibă posibilitatea de a prelucra materiale diferite, cu scule diferite în condiţiile realizării corespunzătoare a procesului de aşchiere, ceea ce implică posibilitatea realizării vitezei de aşchiere, de mărimi diferite. Totalitatea diverselor mărimi ale vitezei de aşchiere, determinînd domeniul de variaţie al ei, valorile extreme $v_{aş\ max}$ şi $v_{aş\ min}$ definind prin raportul lor raportul de variaţie al ei,

$$R_{v_{aş}} = \frac{v_{aş\ max}}{v_{aş\ min}}$$

este în acelaşi timp şi raportul de variaţie al mărimilor de ieşire din lanţul cinematic principal.

În mod similar, după cum se va arăta mai departe, şi mărimea raportului de transfer i_L al ultimului mecanism trebuie să varieze între două limite $i_{L\ max}$ şi $i_{L\ min}$ care determină raportul de variaţie al său

$$R_{i_L} = \frac{i_{L\ max}}{i_{L\ min}}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Avînd în vedere valorile extreme ale vitezei de aşchiere şi ale raportului de transfer al ultimului mecanism, rezultă că mărimea de intrare în acesta, turaţia $n_{aş}$ trebuie şi ea să poată fi variată într-un domeniu limitat de mărimile extreme:

$$n_{aş\ max} = \frac{v_{aş\ max}}{i_{L\ min}}$$

şi

$$n_{aş\ min} = \frac{v_{aş\ min}}{i_{L\ max}}$$

astfel încît, raportul de variaţie a lui $n_{aş}$ va fi

$$R_{n_{aş}} = \frac{n_{aş\ max}}{n_{aş\ min}} = \frac{v_{aş\ max}}{v_{aş\ min}} \frac{i_{L\ max}}{i_{L\ min}}$$

expresie care poate fi scrisă şi sub forma

$$R_{n_{aş}} = R_{v_{aş}} R_{i_L},$$

avînd în vedere expresiile precedente.

Expresia de mai sus precizează că *raportul de variaţie al turaţiilor pe care trebuie să le primească ultimul mecanism este determinat de produsul rapoartelor de variaţie ale vitezei de aşchiere şi raportul de transfer al acestui mecanism.*

Raportul de transfer al ultimului mecanism este

$$i_L = \frac{v_{aş}}{n_{aş}}.$$

Dar fiindcă

$$v_{aş} = \frac{\lambda L}{1\,000} n_{aş},$$

rezultă că

$$i_L = \frac{\lambda L}{1\,000}.$$

Valorile extreme ale variaţiei lui i_L vor fi

$$i_{L\ max} = \frac{\lambda_{max} L_{max}}{1\,000}$$

şi

$$i_{L\ min} = \frac{\lambda_{min} L_{min}}{1\,000}$$

și raportul de variație al său

$$R_{i_L}=\frac{\lambda_{max}L_{max}}{\lambda_{min}L_{min}}=R_\lambda R_L$$

este egal cu produsul rapoartelor de variație ale coeficientului λ și lungimii L parcurse într-un ciclu de așchiere.

Ținînd seamă de expresia lui R_{i_L}, raportul de variație al turațiilor ultimului mecanism devine

$$R_{n_{aș}}=R_{v_{aș}}R_LR_\lambda.$$

În cazul sistemelor hidraulice cu mișcare rectilinie, ultimul mecanism fiind un cilindru-piston, mărimea de intrare în acesta x_i este debitul $Q_{aș}$ și deci raportul de transfer al mecanismului va fi

$$i_L=\frac{v_{aș}}{Q_{aș}}.$$

de unde

$$Q_{aș}=\frac{v_{aș}}{i_L}$$

și în continuare, pe baza aceluiași raționament, se obține că

$$R_{Q_{aș}}=R_{v_{aș}}R_LR_\lambda,$$

expresie identică cu precedenta. Ambele pot fi contopite sub forma

$$R_{x_i}=R_{v_{aș}}R_LR^\lambda,$$

în care R_{x_i} este raportul de variație al mărimii de intrare, $n_{aș}$ sau $Q_{aș}$ în ultimul mecanism al lanțului cinematic principal.

e. **Particularizarea raportului de variație** R_{x_i}. Expresia raportului de variație a mărimii de intrare în ultimul mecanism din lanțul cinematic principal reprezintă cazul general.

În cazuri concrete, el capătă forme mai simple, după cum urmează:

— pe *traiectorii circulare*, $\lambda=1$ și $R_\lambda=1$. Lungimea parcursă într-un ciclu de așchiere este

$$L=\frac{2\pi r}{1\,000},$$

în care r este raza piesei sau a sculei și deci

$$R_L = \frac{r_{max}}{r_{min}} = R_r.$$

Ca urmare

$$R_{n_{aș}} = R_{v_{aș}} R_r,$$

adică *raportul de variație al turațiilor (piesei sau sculei) este determinat de produsul rapoartelor de variație a vitezei de așchiere și a razelor* (diametrelor) *piesei sau sculei;*

— pe *traiectorii rectilinii cu mișcare continuă* (ferăstraie cu panglică etc.) $\lambda = 1$, deci $R_\lambda = 1$. Mărimea lui L se exprimă ca și în cazul precedent, însă $r_{max} = r_{min}$ astfel încît și $R_L = 1$, deci

$$R_{n_{aș}} = R_{v_{aș}},$$

adică *raportul de variație al turațiilor este identic cu cel al vitezelor de așchiere;*

— pe *traiectorii rectilinii alternative*, pentru cazul $k = \text{const}$ (mecanism cu bielă-manivelă sau culisă oscilantă), și $\lambda = \text{const}$, astfel încît $R_\lambda = 1$. Traiectoria fiind rectilinie $L = l$, mărimea cursei.

Ca urmare

$$R_{n_{aș}} = R_{v_{aș}} R_l.$$

Pe de altă parte, datorită faptului că pentru fiecare rotație primită de mecanism acesta furnizează o cursă dublă, se poate scrie că

$$R_{n_{cd}} = R_{v_{aș}} R_l,$$

adică *raportul de variație al numărului de curse duble pe minut este determinat de produsul rapoartelor de variație ale vitezei și lungimilor curselor;*

— pe traiectorii rectilinii alternative obținute cu mecanisme șurub-piuliță sau pinion-cremalieră

$$R_{n_{cd}} = R_{n_{aș}} R_l R_\lambda.$$

Dacă acționarea este hidraulică, atunci

$$R_{Q_{aș}} = R_{v_{aș}} R_l R_\lambda,$$

adică raportul de variație a debitului este determinat de produsul rapoartelor din dreapta egalității.

Scanned with OKEN Scanner

f. **Mecanismul de reglare al lanţului cinematic principal.** *Variatorul.* Oricare dintre lanţurile cinematice principale din fig. 5.2 . . . 5.7 poate fi reprezentat şi mai schematizat, ca în fig. 5.8, indicîndu-se şi diferitele rapoarte de transfer ale mecanismelor acestora. Astfel i_1, i_2 şi i_3 sînt rapoarte de transfer fixe, i_L este raportul

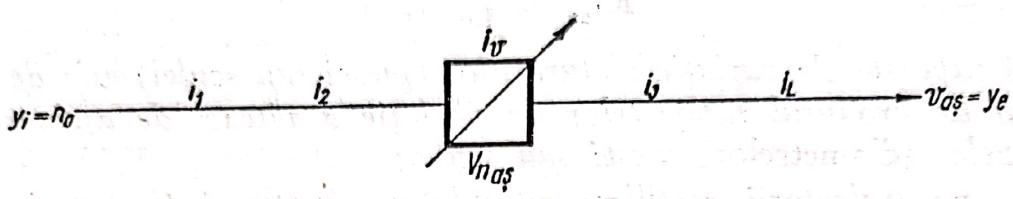


Fig. 5.8. Reprezentarea simplificată a unui lanţ cinematic principal.

de transfer al ultimului mecanism, iar i_V este raportul de transfer al mecanismului de reglare $V_{naş}$, denumit variator al lanţului cinematic principal, necesar pentru obţinerea turaţiei $n_{aş}$ (respectiv debitul $Q_{aş}$) ce trebuie furnizată ultimului mecanism.

Raportul de transfer al lanţului cinematic principal se va scrie

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = i_1 i_2 i_V i_3 i_L,$$

sau încă

$$i_T = \frac{v_{aş}}{n_0} = i_1 i_2 i_V i_3 i_L.$$

De unde

$$v_{aş} = i_C i_V i_L n_0,$$

în care prin i_C s-a notat produsul rapoartelor constante $i_1 i_2 i_3$.

Raportul de transfer al variatorului rezultă din această expresie

$$i_V = \frac{v_{aş}}{i_C i_L n_0}.$$

Însă i_L este cunoscut ca fiind egal cu $v_{aş}/n_{aş}$ astfel că

$$i_V = \frac{1}{i_C} \frac{n_{aş}}{n_0}.$$

Mărimea lui i_V este în acest caz determinată de o valoare oarecare a lui $v_{aş}$ (sau $n_{aş}$) şi a turaţiei n_0. Dar, după cum se ştie, turaţia $n_{aş}$ trebuie să poată fi variată în limitele extreme $n_{aş\ max}$ şi $n_{aş\ min}$.

Din expresia raportului de variaţie i_V rezultă că

$$n_{aş} = i_C i_V n_0,$$

astfel încît

$$n_{aş\ max} = i_C i_{V\ max} n_{0\ max}$$

şi

$$n_{aş\ min} = i_C i_{V\ min} n_{0\ min}.$$

De unde

$$R_{n_{aş}} = \frac{i_{V\ max}\, n_{0\ max}}{i_{V\ min}\, n_{0\ min}}$$

sau încă

$$R_{n_{aş}} = R_{i_V} R_{n_0},$$

în care R_{i_V} este raportul de variaţie al variatorului, iar R_{n_0} al turaţiei motorului de antrenare deci raportul de variaţie a mărimii de intrare în lanţul cinematic principal.

Din această expresie rezultă că

$$R_{i_v} = \frac{R_{n\ aş}}{R_{n_0}}$$

sau încă, prin înlocuirea lui $R_{n_{aş}}$ prin expresia sa din paragraful precedent,

$$R_{i_V} = \frac{R_{v_{aş}} R_L R_\lambda}{R_{n_0}},$$

adică *raportul de reglare a variatorului lanţului cinematic principal trebuie să fie egal cu produsul rapoartelor de variaţie ale vitezei de aşchiere, ale lungimilor de aşchiere ciclice şi ale coeficientului* λ, *împărţit la raportul de variaţie al turaţiei motorului de antrenare.*

Raportul de reglare al variatorului este parametrul de bază în dimensionarea sa, el fiind determinat de parametrul principal al procesului de aşchiere — viteza de aşchiere —, de parametrul dimensional al lungimii L, pe care se produce ciclic acest proces, de parametrul λ al raportului dintre cursa de lucru şi de pauză şi de parametrul de variabilitate a turaţiei de antrenare a lanţului cinematic principal.

Acest din urmă parametru, turaţia n_0 a motorului, face ca, prin raportul său de reglare R_{n_0} să influenţeze pozitiv mărimea lui R_{i_V}, în sensul că, o dată cu creşterea sa, R_{i_V} se micşorează, ceea ce conduce la o construcţie mai simplă şi mai economică. În genere însă, n_0 fiind turaţia motorului electric asincron, ea este invariabilă (motoare cu o singură turaţie), astfel încît în majoritatea cazurilor $R_{n_0} = 1$.

Scanned with OKEN Scanner

Expresia raportului de reglare a variatorului lanțului cinematic principal este valabilă și în cazul unei acționări hidraulice cu motor cilindru-piston, deoarece după cum s-a văzut

$$R_{Q_{aș}} = R_{x_i} = R_{n_{aș}} = R_{v_{aș}} R_L R_\lambda.$$

în acest caz, R_{i_V} referindu-se la variatorul sistemului hidraulic, care reglează debitul $Q_{aș}$ trimis motorului hidraulic.

g. **Caracteristicile variatorului din lanțul cinematic principal.** Variatorul pentru reglarea lanțului cinematic principal poate fi cu variația continuă a raportului de transfer sau cu variația în trepte a acestuia.

Din prima grupă fac parte variatorii mecanici, hidraulici și electrici, din a doua grupă, cutiile de viteze, roțile de schimb și transmisiile prin conuri în trepte.

Variatorii continui au calitatea de a permite obținerea oricărei mărimi a raportului de transfer, între limitele domeniului său de variație, ceea ce asigură realizarea oricărei viteze de așchiere, din domeniul de variație al acesteia. Din punct de vedere cinematic, acești variatori sînt însă limitați la un raport de reglare $R_{i_v} \leqslant 9$, ceea ce este cu totul insuficient în majoritatea cazurilor lanțurilor cinematice principale.

Astfel, în cazul lanțului cinematic principal al unei mașini de găurit, în gama de diametre $5 \cdots 25$ mm, cu viteze de așchiere între 10 și 100 m/min, antrenat de un motor asincron avînd turația de 3 000 rot/min, avem:

$$v_{aș} = 10 \cdots 100 \text{ m/min} \qquad R_{v_{aș}} = \frac{100}{10} = 10$$

$$L = \pi d = 5\pi \cdots 25\pi \text{ mm} \qquad R_L = \frac{25\pi}{5\pi} = 5$$

$$n_0 = 3\,000 \text{ rot/min} \qquad R_{n0} = 1$$

și

$$R_{i_n} = \frac{10 \times 5}{1} = 50,$$

raport de reglare imposibil de satisfăcut prin variatorii continui. La multe mașini-unelte universale, raportul de reglare are valori mult mai ridicate (la strunguri normale $100 \cdots 120$, la mașinile

orizontale de alezat și găurit 250···300 etc.), cauză pentru care variatorii continui au o utilizare restrînsă în lanțurile cinematice principale, ale mașinilor-unelte.

Variatorii discontinui au variația rapoartelor de transfer în trepte, după o serie geometrică normalizată. Variația în trepte a rapoartelor de transfer determină un domeniu de viteze de așchiere discontinuu, ceea ce face ca în majoritatea cazurilor să nu fie posibilă obținerea unei viteze de așchiere corespunzătoare vitezei tehnologice de așchiere, ci mai mult sau mai puțin apropiată de aceasta.

Totuși, variatorii discontinui — cu excepția transmisiilor prin curele — au marea calitate de a permite realizarea oricărui raport de reglare R_{i_n} necesar mașinilor-unelte.

Cutiile de viteze sînt variatori discontinui folosiți pe scară largă în construcția de mașini-unelte. Rapoartele de transfer sînt în serie geometrică cu rația

$$\varphi = \sqrt[q-1]{R_{i_n}},$$

în care q este numărul de rapoarte de transfer realizate între limitele $i_{V\,min} = i_1$ și $i_{V\,max} = i_q$.

Similar cutiilor de viteze, variatorii cu roți de schimb pot asigura un raport de reglare suficient de mare, în genere însă mai redus decît al cutiilor de viteze, din cauze constructive.

Transmisiile prin conuri în trepte, folosind curele, nu pot asigura decît rapoarte de reglare de ordinul $R_{i_n} \leqslant 9$, într-un număr de 2···4 rapoarte distincte.

În unele construcții de lanțuri cinematice principale se folosesc combinații între variatorii continui și cei discontinui pentru asigurarea simultană a variației continue a vitezei de așchiere într-un domeniu larg de reglare.

Fig. 5.9 reprezintă două lanțuri cinematice principale de această construcție, primul cu variator continuu mecanic, al doilea cu variator continuu hidraulic.

Variatorul discontinuu asigură obținerea celor q turații ale domeniului $n_1 \cdots n_q$ de turații, în timp ce variatorul continuu permite obținerea oricărei turații dintre două turații alăturate n_k și n_{k+1} ale domeniului precedent. Ca urmare, raportul de reglare al variatorului continuu este mic și determinat de raportul dintre cele două turații

$$R_{i_V} = \frac{n_{k+1}}{n_k} = \varphi,$$

în care φ este rația seriei de turații discontinue.

Întrucît raportul de reglare al variatorului continuu poate avea valori de ordinul 9, turațiile variatorului discontinuu pot fi în serii geometrice nenormalizate cu rații foarte mari.

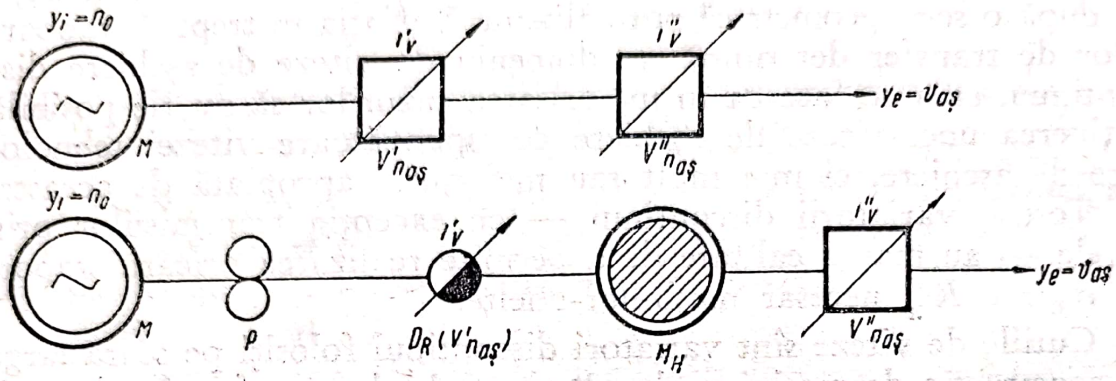


Fig. 5.9. Lanțuri cinematice principale cu variatori continui.

5.2. LANȚURI CINEMATICE DE AVANS

a. **Definire.** Mărimea avansului s, t sau u reprezintă una din dimensiunile așchiei eliminate în procesul de așchiere (fig. 5.10). Avansul s, denumit *avans de așchiere*, este realizat în lungul generatoarei G generate cinematic, corespunzînd mărimii generatoarei elementare G_E și poziționării succesive a acesteia.

Avansul t, denumit și *adîncime de așchiere*, normal pe suprafața generată, este distanța dintre două poziții succesive ale directoarei D, adică distanța $D'D''$, $D''D'''$ etc.

Avansul u, denumit *avans director*, reprezintă mărimea directoarei D_E în generarea cinematică a directoarei D', D''.

Toate cele trei avansuri sînt realizate periodic, după cicluri diferite. Astfel, în cazul frezării din fig. 5.10, avansul u se produce o dată la un ciclu cinematic, avansul s o dată la un ciclu corespunzînd prelucrării pe lungimea l a directoarei, iar avansul t o dată la un ciclu determinat de timpul necesar generării generatoarei de lungime b.

Ordinea în care pot fi realizate cele trei avansuri poate fi și alta, astfel încît mărimea ciclului de poziționare a unui aceluiași avans poate fi diferită.

În cele ce urmează se va folosi notația s pentru cazul general, subînțelegînd oricare din cele trei avansuri și ne vom referi la cazul în care avansul s (deci și t sau u) este realizat ciclic, corespunzător ciclului cinematic de așchiere, adică o dată pe rotație sau pe cursă

dublă, celelalte cazuri putînd fi uşor aduse la cazul general sau interpretate ca atare.

Poziţionarea repetată a generatoarei elementare $G_E = s$ implică necesitatea unei mişcări de avans între sculă şi piesă, în care scop este necesar un număr de mecanisme corespunzător, a căror totalitate formează *lanţul cinematic de avans*.

Definiţia lanţului cinematic, de avans, din punct de vedere funcţional, poate fi dată sub forma următoare:

Lanţul cinematic de avans asigură poziţionarea ciclică, pe una din traiectoriile generatoare (D sau G) *a elementului generator* (D_E sau G_E) *sau poziţionarea ciclică a generatoarei pe directoarele succesive necesare generării suprafeţei.*

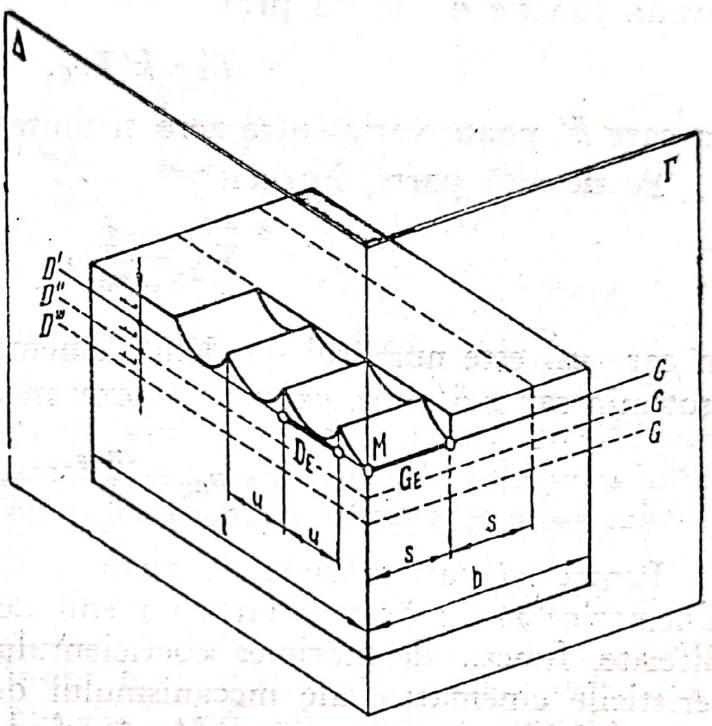


Fig. 5.10. Avansuri la prelucrare:
s — avansul de aşchiere; t — avansul de adîncime; u — avansul director.

b. **Mărimea de ieşire din lanţul cinematic de avans.** Lanţul cinematic de avans, trebuind să asigure poziţionarea ciclică, printr-o mişcare de avans, această poziţionare poate avea loc pe o durată de timp T_1' mai mică sau cel mult egală cu timpul T_{CC} în care se produce ciclul cinematic.

Din această cauză, viteza cu care se face mişcarea de poziţionare, denumită *viteză de avans*, se va exprima prin

$$v_{av} = \frac{s}{T_1'} \text{ (mm/min)}.$$

Viteza de avans este variabilă, deoarece, datorită periodicităţii mişcării de avans, mărimea sa în momentul iniţial şi final este zero, între aceste momente ea avînd şi o valoare maximă, modul de variaţie depinzînd de caracteristicile cinematice ale mecanismului

sau mecanismelor care asigură mișcarea. Din această cauză, așa cum s-a arătat anterior, expresia de mai sus determină *viteza medie de avans*.

Timpul T'_i, pe durata căruia are loc mișcarea de avans, fiind mai mic sau cel mult egal cu durata T_{CC} a unui ciclu, se poate exprima funcție de acesta prin

$$T'_i = k' T_{CC},$$

în care k' poate varia între zero și unitate.

Pe de altă parte, întrucît

$$T_{CC} = \frac{1}{n_{aș}},$$

în care $n_{aș}$ este numărul de cicluri cinematice de așchiere pe minut (rot/min sau c.d/min), expresia vitezei medii de avans capătă forma

$$v_{av} = \frac{s n_{aș}}{k'}.$$

Pentru aceeași mărime de avans s și același număr de cicluri cinematice $n_{aș}$, mărimea vitezei medii de avans poate avea valori diferite, funcție de mărimea coeficientului k', depinzînd de caracteristicile cinematice ale mecanismului de avans. Viteza de avans este variabilă între extrema $k' = 1$, cînd $T'_i = T_{CC}$ — mișcarea de avans se produce pe toată durata ciclului de așchiere — avansul fiind denumit *avans continuu*, caz particular în care viteza de avans este constantă, și extrema $k' = 0$, în care viteza de avans este teoretic infinită, timpul T'_i în care se efectuează mișcarea de avans fiind nul, caz de asemenea particular întîlnit la prelucrarea cu broșa, tarodul, filiera etc., scule la care mărimea avansului s este materializată prin diferența dintre înălțimile dinților alăturați.

c. **Structura lanțului cinematic de avans.** Mărimea avansului s se realizează pe traiectorii rectilinii sau circulare, folosindu-se mecanisme mecanice de genul șurub-piuliță, pinion-cremalieră, camă-tachet și mese sau pîrghii rotative. Sistemele hidraulice cu piston-cilindru sînt folosite cu succes în special la realizarea avansului continuu, pe traiectorii rectilinii.

Lanțurile cinematice de avans mecanice conțin pe lîngă unul din mecanismele citate și mecanisme speciale (fig. 5.11), avînd scopuri bine definite în funcționarea acestora.

Lanțul cinematic de avans posedă un mecanism C_1 de pornire-oprire a mișcării, un inversor I pentru schimbarea sensului mișcării

de avans, un mecanism K_s de transmitere periodică a mișcării numai pe durata T_i din ciclu, mecanism neexistent în cazul în care avansul este continuu, un variator de avans V_s pentru obținerea diferitelor mărimi de avans s și mecanismul T_R de transformare a mișcării de rotație în mișcare de translație.

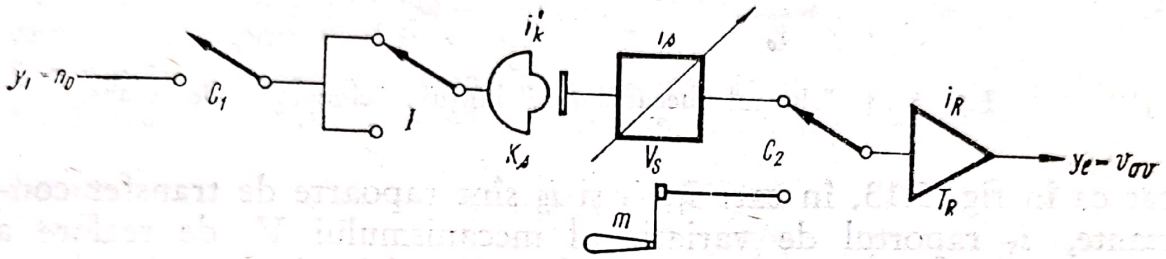


Fig. 5.11. Structura unui lanț cinematic de avans mecanic.

În afara acestora, lanțurile cinematice de avans posedă un cuplaj C_2, care permite acționarea manuală, cu manivela m, a ultimului mecanism T_R, în scopul poziționării inițiale a ansamblului sculă-piesă, precum și pentru realizarea avansului manual.

Dacă avansul se face pe traiectorii circulare, mecanismul de transformare a mișcării circulare T_R lipsește.

Sistemele hidraulice folosite în lanțurile cinematice de avans posedă mecanisme (fig. 5.12) care îndeplinesc aceleași funcții: droselul D_R reglează mărirea avansului s, sertărașul C_1 permite por-

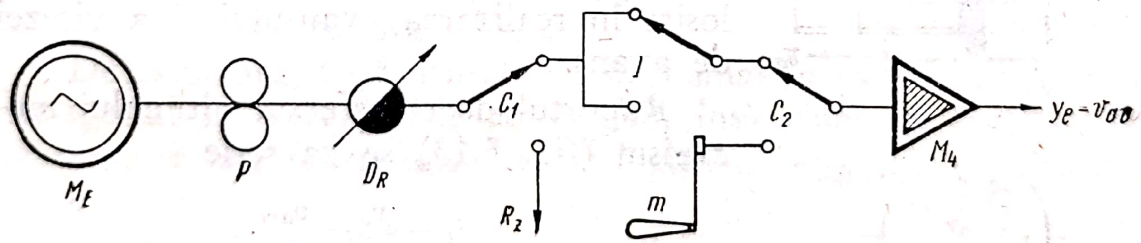


Fig. 5.12. Structura unui lanț cinematic de avans hidraulic.

nirea sau oprirea mișcării, prin dirijarea uleiului în sistemul hidraulic sau la rezervor, I este un sertăraș distribuitor care schimbă sensul de mișcare a motorului hidraulic M_H. Cuplajul C_2 permite acționarea manuală a motorului M_H, deci a mesei mașinii.

Lanțurile cinematice de avans pot fi și complexe: hidromecanice, hidropneumatice sau electrice, parte din acestea fiind descrise în paragrafele următoare.

d. Ultimul mecanism al lanţului cinematic de avans. Din punct de vedere funcţional, un lanţ cinematic de avans poate fi reprezen-

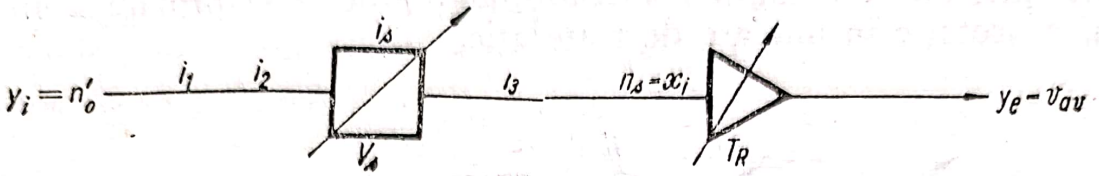


Fig. 5.13. Ultimul mecanism al lanţului cinematic de avans.

tat ca în fig. 5.13, în care i_1, i_2 şi i_3 sînt rapoarte de transfer constante, i_s raportul de variaţie al mecanismului V_s de reglare a avansului şi T_R ultimul mecanism, care transformă turaţia n_s într-o mişcare rectilinie de viteză v_{av}.

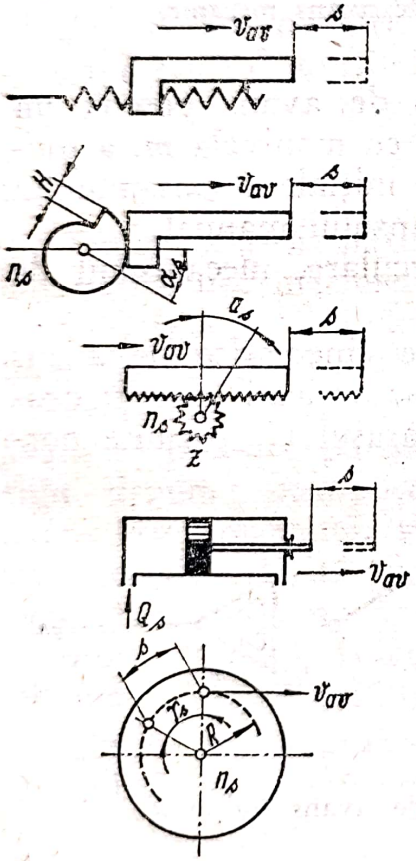


Fig. 5.14. Mecanisme utilizate ca ultim mecanism al lanţului cinematic de avans.

Acest mecanism este reprezentat variabil, raportul său de transfer i_R fiind deci variabil, ceea ce se întîlneşte numai în cazuri rare dacă avansul are loc pe traiectorii rectilinii, însă curent la avansul pe traiectorie circulară, căci mărimea lui v_{av} nu depinde numai de turaţia n_s, ci şi de raza R la care se realizează avansul s pe masa rotativă (fig. 5.14).

Fig. 5.14 exemplifică mecanismele folosite în realizarea avansului şi a vitezei de avans.

Raportul de transfer al ultimului mecanism (fig. 5.13) se va scrie

$$i_R = \frac{y_e}{x_i} = \frac{v_{av}}{n_s}.$$

Pe de altă parte, mărimea vitezei de avans este dată de expresia

$$v_{av} = \frac{s}{T'_1} = \frac{s\, n_{aş}}{k'}.$$

Deci expresia raportului de transfer devine

$$i_R = \frac{s\, n_{aş}}{k' n_s},$$

din care rezultă că mărimea de intrare în ultimul mecanism este determinată prin

$$n_s = \frac{s\, n_{aş}}{i_R k'}.$$

Datorită condițiilor impuse de procesul de așchiere, avansul s ca și turația $n_{aş}$ pot varia între limitele maxime și minime. De asemenea, raportul de transfer i_R ca și coeficientul k' pot varia între două limite, astfel încît, mărimea de intrare n_s în mecanism va trebui să poată fi variată într-un domeniu limitat de valorile

$$n_{s\ max} = \frac{s_{max}\, n_{aş\ max}}{i_{R\ min}\, k'_{min}}$$

și

$$n_{s\ min} = \frac{s_{min}\, n_{aş\ min}}{i_{R\ max}\, k'_{max}},$$

care determină raportul de variație al turației n_s,

$$R_{n_s} = R_s R_{n_{aş}} R_{i_R} R_k.$$

Această expresie se aplică cazului cel mai general. În particular, pentru cazul mecanismelor cu mișcare rectilinie, raportul de transfer al acestora fiind (fig. 5.14) pasul p al șurubului, pasul H al camei, produsul zp al pinionului, suprafața S a pistonului, toate sînt constante, astfel încît raportul de reglare R_{i_R} este egal cu unitatea și, numai în cazul avansului circular, are o mărime diferită de unitate și egală cu raportul R_{max}/R_{min}.

De asemenea, coeficientul k' este numai în cazuri rare variabil, în special la mecanismele cu pîrghii, însă chiar în aceste cazuri, variația sa este foarte mică, astfel încît R_k, poate fi considerat egal cu unitatea.

e. **Mecanismul de reglare.** Lanțul cinematic de avans primește ca mărime de intrare y_i o turație n'_0 și trebuie, prin intermediul variatorului V_s (fig. 5.13), să livreze ultimului mecanism, turația n_s.

Din lanțul cinematic rezultă că

$$n_s = i_1 i_2 i_s i_3 n'_0$$

sau încă

$$n_s = i_C i_s n'_0,$$

în care

$$i_C = i_1 i_2 i_3 = \text{const.}$$

Pentru valorile extreme ale domeniului de variație a turației n_s, expresia sa devine

$$n_{s\ max} = i_C i_{s\ max}\, n'_{0\ max},$$

$$n_{s\ min} = i_C i_{s\ min}\, n'_{0\ min}$$

și, ca urmare,

$$R_{n_s} = R_{i_s} R_{n_0'}$$

de unde raportul de reglare al variatorului

$$R_{i_s} = \frac{R_{n_s}}{R_{n_0'}}.$$

Înlocuind pe R_{n_s} prin expresia sa, determinată în paragraful precedent, rezultă expresia generală a raportului de reglare al variatorului

$$R_{i_s} = \frac{R_s\, R_{n_{aș}}\, R_{i_R}\, R_{k'}}{R_{n_0'}}.$$

Spre deosebire de raportul de variație al turației n_s necesară ultimului mecanism, raportul de reglare al acestui lanț cinematic depinde și de raportul de variație al mărimii de intrare, turația n'_0.

Ca și în cazul lanțului cinematic principal, prezența la numitor a lui $R_{n'_0}$ influențează în sensul de micșorare a raportului R_i^s, ceea ce se traduce prin efecte constructive și economice favorabile privind construcția acestui mecanism. Astfel, dacă lanțul cinematic de avans este antrenat de un motor electric cu două sau trei turații, $R_{n'_0}$ va fi egal cu 2, respectiv cu 3, deci R_i^s se reduce la jumătate, respectiv la o treime.

Trebuie totuși să se remarce că mărimea lui R_{i_s} poate fi micșorată în mod mult mai substanțial, și anume făcînd ca $R_{n'_0}$ să fie egal cu $R_{n_{aș}}$.

Realizarea lui $R_{n'_0}$ egal cu $R_{n_{aș}}$, se poate obține relativ ușor (fig. 5.15) prin legarea lanțului cinematic de avans, de lanțul cinematic principal, într-un punct L care posedă turația $n_{aș}$.

Această soluție reprezintă o asociere de lanțuri cinematice în serie-paralel, ale cărei caracteristici cinematice au fost tratate în paragraful 4.4. Soluția este și economică, pentru mașinile-unelte mici și mijlocii, prin eliminarea unui motor de antrenare și a aparatajului său.

Pentru unele mașini-unelte mijlocii și pentru mașinile-unelte grele, această soluție nu este economică, datorită atît dimensiunilor

pe care trebuie să le aibă elementele de transmisie și legătură între cele două lanțuri cît și datorită faptului că manevrarea lanțului cinematic de avans devine dificilă și obositoare pentru muncitor.

f. **Mecanismul de fracționare a mișcării.** Mărimea de ieșire din lanțul cinematic de avans,

$$y_e = v_{av} = \frac{s\, n_{aș}}{k'}$$

este o funcție dependentă de ciclul cinematic, prin prezența frecvenței $n_{aș}$ (rot/min sau cd/min), astfel încît mecanismul K_s de fracționare a mișcării trebuie să aibă o frecvență de funcționare identică cu $n_{aș}$.

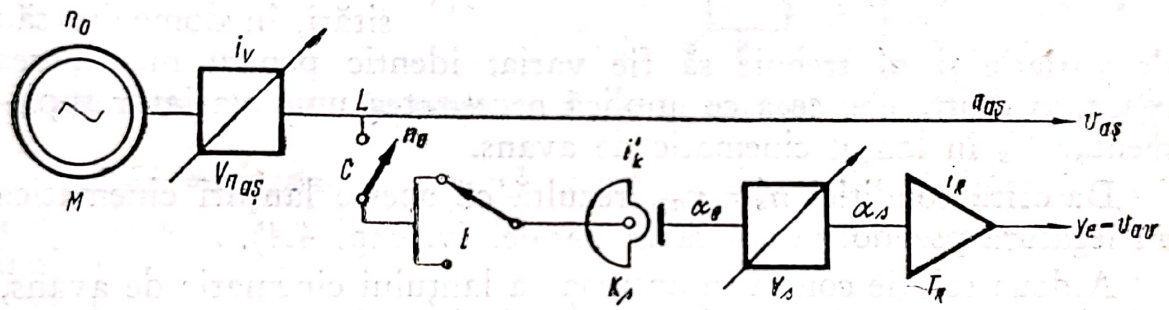


Fig. 5.15. Legarea lanțului cinematic de avans de lanțul cinematic principal.

Mecanismele de fracționare a mișcării de rotație pot fi împărțite în două grupe distincte, funcție de modul în care realizează această operație, și anume prin:

— autocomandă;
— comandă exterioară.

În prima grupă intră mecanismele cu camă, excentric, manivelă reglabilă și cruce de Malta, iar în a doua grupă, cuplajele.

Mecanismele din prima grupă livrează o rotație de unghi α_0 pentru fiecare rotație întreagă primită la intrare în acest mecanism, cu excepția mecanismului cu cruce de Malta, care livrează un număr de z_C unghiuri α_0, egal cu numărul z_C de crestături al ei.

Unghiul de rotație α_0 de mărime constantă este transformat în unghiul de rotație α_s de către variatorul V_s și transmis la intrarea ultimului mecanism al lanțului cinematic de avans, asigurîndu-se astfel mărimea avansului s pe durata de timp T .

Pentru turația n'_s, mecanismul K_s (fig. 5.16) va furniza un număr de n'_s unghiuri de rotație α_0 (respectiv $z_C n'_s$ în cazul crucii de Malta).

Cum pe de altă parte α_0 trebuie realizat o dată pe ciclul cinematic, este evident că n_s trebuie să fie identic cu $n_{aş}$, ceea ce se poate realiza în două moduri diferite.

O primă soluţie constă (fig. 5.17) în antrenarea lanţului cinematic de avans cu ajutorul unui motor electric M_2 de turaţie n'_0 şi introducerea unor rapoarte de transmitere fixe i_1, i_2 care să asigure mecanismului de fracţionare K_s turaţia $n^s = n_{aş}$.

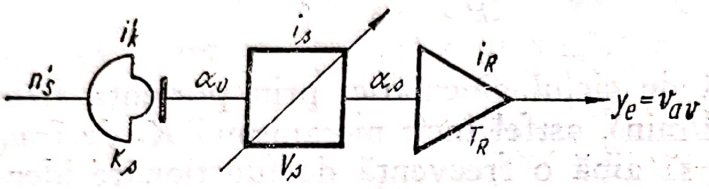


Fig. 5.16. Fracţionarea mişcării de avans.

Dar fiindcă $n_{aş}$ variază, funcţie de necesităţi, în domeniul său de variaţie şi n'_s trebuie să fie variat identic pentru menţinerea egalităţii dintre ele, ceea ce implică necesitatea unui variator suplimentar V_s în lanţul cinematic de avans.

Datorită condiţiei $n'_s = n_{aş}$, rezultă că aceste lanţuri cinematice au legătură pseudocinematică în paralel (v. cap. 4.4).

A doua soluţie constă în antrenarea lanţului cinematic de avans, prin legarea sa de lanţul cinematic principal, într-un punct L, soluţie deja studiată (fig. 5.15), astfel că turaţia $n'_0 = n_{aş}$.

Punctul de legătură L trebuie să se afle după variatorul $V_{n\,aş}$ pentru ca orice modificare a turaţiei $n_{aş}$ să atragă după sine modificarea identică a lui n'_0. Cele două lanţuri cinematice sînt în acest caz legate în serie-paralel.

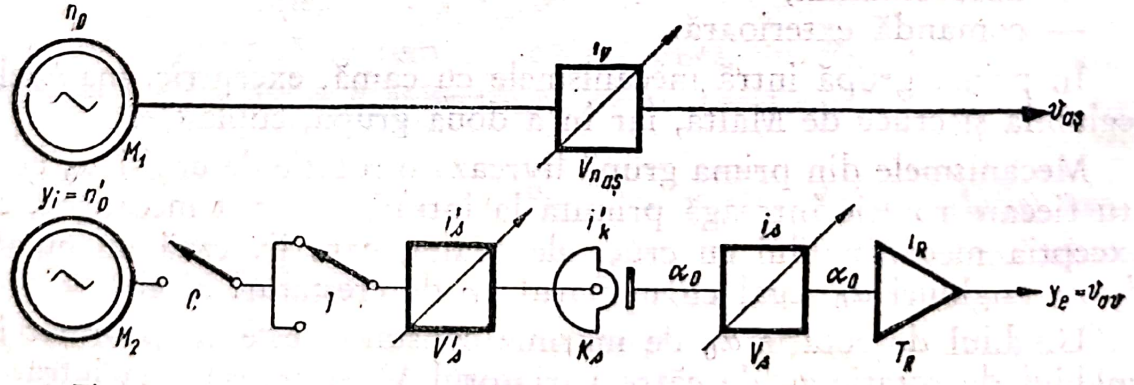


Fig. 5.17. Lanţ cinematic de avans independent, cu motor propriu.

În cazul avansului continuu, deci cînd $T'_1 = T_{CC}$, mecanismul K_s de fracţionare a mişcării nu mai este necesar. Cele două lanţuri cinematice pot fi legate în paralel, ca în fig. 5.17, sau în serie-paralel, ca în fig. 5.15.

Din punct de vedere constructiv și economic, ambele scheme au avantaje și dezavantaje. Astfel, în lanțul cinematic de avans independent (fig. 5.17) antrenat cu motor propriu sînt necesare două variatoare V'_s și V_s distincte, în cazul avansului periodic, sau un variator al cărui raport de transfer să fie egal cu produsul $i'_s i_s$ al

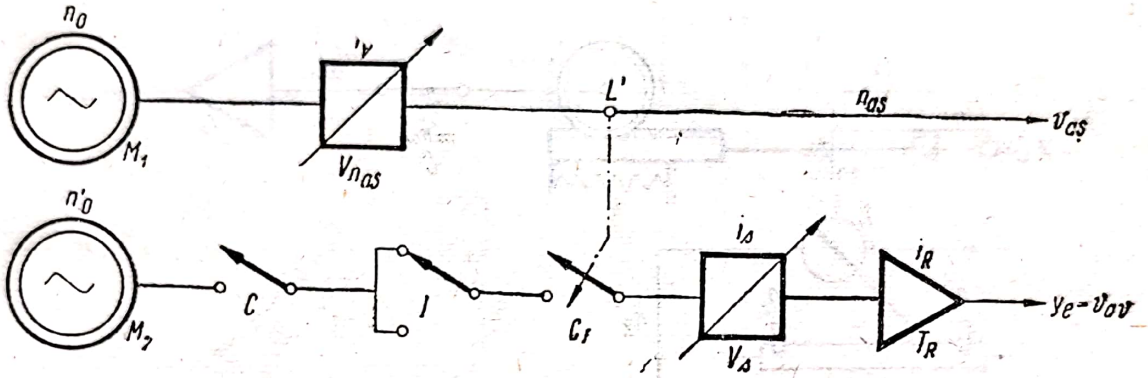


Fig. 5.18. Lanț cinematic de avans cu comandă exterioară a fracționării mișcării.

celor două variatoare, în cazul avansului continuu, construcții evident mai scumpe decît în cazul legării lor la lanțul cinematic principal.

Totuși, o astfel de soluție poate fi utilizată dacă raportul de variație a lui n_{as} este mic, ceea ce atrage după sine o construcție simplă a variatorului V'_s din lanțul cinematic de avans. De asemenea, această soluție este justificată, după cum s-a spus în capitolul precedent, în cazul mașinilor-unelte grele, la care o legare a lanțului cinematic de avans de lanțul cinematic principal prezintă serioase dificultăți constructive și de exploatare a mașinii.

Fracționarea mișcării, prin comandă exterioară, folosind în acest scop cuplaje (fig. 5.18), este mai rar folosită. Cuplajul C_F este comandat de lanțul cinematic principal prin intermediul unui lanț cinematic auxiliar, legat în L'. Frecvența cu care este cuplat și decuplat acesta este identică cu frecvența n_{as} a procesului de așchiere.

Se întîlnește în construcția unor mașini de rabotat acționate hidraulic.

g. **Lanțuri cinematice de avans realizate cu mecanisme de naturi diferite.** Realizarea avansurilor periodice ca și a celor continue ridică probleme specifice. Astfel, în cazul avansului periodic s pe durata de timp T'_1, de obicei foarte mică în raport cu timpul T_{CC} al ciclului cinematic, mecanismul de fracționare a mișcării ca și porțiunea de lanț cinematic pînă la capătul de ieșire sînt supuse unor solicitări periodice foarte mari, datorită variației vitezei între

zero şi valoarea maximă a ei, cu revenirea la zero într-un timp foarte scurt. Pe de altă parte, reglarea cît mai fină a mărimii avansului s, funcţie de rugozitatea dorită a fi obţinută, reprezintă o altă problemă dificil de rezolvat. Aceste cauze au dus la folosirea în lanţul cinematic de avans a mecanismelor de naturi diferite:

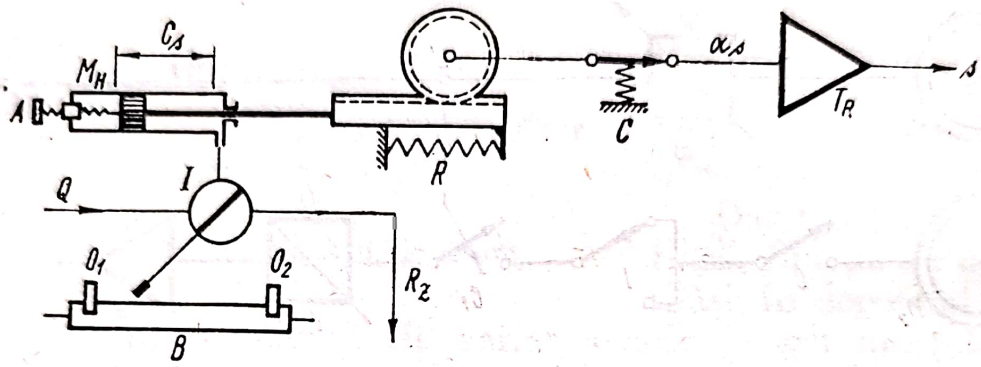


Fig. 5.19. Lanţ cinematic de avans hidromecanic.

hidraulice, pneumatice şi electrice, dînd naştere la lanţuri cinematice complexe.

Fig. 5.19 reprezintă schema unui lanţ cinematic de avans hidromecanic pentru avans periodic. Mărimea α_s este furnizată de un mecanism cu cremalieră, acţionat de un motor hidraulic M_H. Mărimea lui α_s este condiţionată de mărimea cursei C_s a pistonului solidar cu cremaliera, cursă care poate fi reglată cu şurubul limitator A, îndeplinind din această cauză funcţia de variator de avans.

Frecvenţa furnizării lui α_s este identică cu aceea a mişcării mesei B, care, prin opritorii O_1 şi O_2, comandă inversorul I. Înapoierea pistonului în poziţia iniţială este asigurată de un resort R. În timpul înapoierii, mecanismul de avans T_R nu este acţionat, deoarece cuplajul C este cu unisens.

Un lanţ cinematic de avans cu acţionare hidromecanică, tot pentru avans periodic, este reprezentat în fig. 5.20. Sistemul hidraulic cu inversorul I acţionează motorul oscilant M_H care livrează totdeauna o rotaţie de unghi α_0 constant. Transformarea lui α_0 în α_s se obţine cu variatorul de avans V_s, care constă în majoritatea cazurilor dintr-un mecanism cu clichet. Acesta poate fi reglat a antrena, de la un dinte pînă la un număr oarecare de dinţi ai roţii de clichet, variindu-se astfel mărimea lui α_s. Cuplajul C are acelaşi rol ca şi în cazul precedent şi funcţia sa este îndeplinită de însuşi clichetul, în cazul folosirii acestui mecanism ca mecanism de variaţie a avansului.

Lanțurile cinematice pentru avans continuu nu necesită mecanismul de fragmentare a mișcării, însă ridică o problemă aparte, aceea a menținerii constante a vitezei de avans și aceasta, în special, în cazul sistemelor hidraulice.

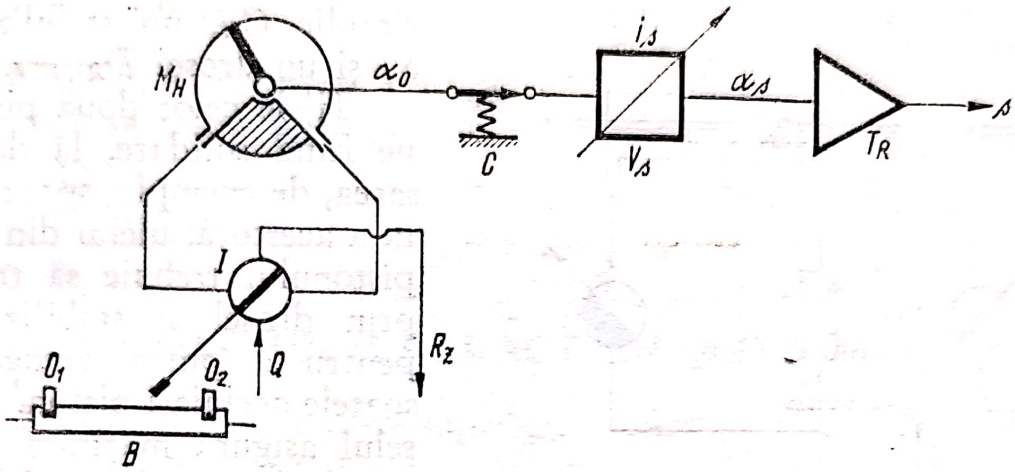


Fig. 5.20. Lanț cinematic de avans hidromecanic, cu motor hidraulic oscilant.

O schemă obișnuită de realizarea vitezei de avans pe cale hidraulică este reprezentată în fig. 5.21, motorul hidraulic M_H putînd fi cu mișcare rectilinie, ca în figură, sau cu mișcarea de rotație. Mărimea vitezei de avans se reglează cu droselul D_R care face funcție de variator de avans. Sensul mișcării de avans este determinat de poziția inversorului I.

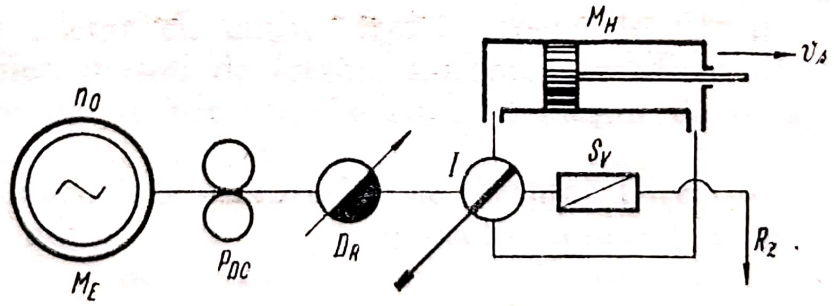


Fig. 5.21. Lanț cinematic de avans hidraulic, cu motor hidraulic rectiliniu.

Datorită variației efortului de așchiere, mărimea vitezei de avans variază, ceea ce duce la o rugozitate neuniformă a suprafeței. Menținerea constantă a vitezei de avans se realizează cu stabilizatorul de viteză S_V.

În ultimul timp, o oarecare extindere a luat acționarea hidropneumatică (fig. 5.22), care constă dintr-un cilindru motor M_P acționat pneumatic prin inversorul I. Menținerea constantă a vitezei de avans se realizează cu ajutorul unui circuit hidraulic închis, constînd dintr-un cilindru hidraulic C_H, un stabilizator S_V și un drosel D_R.

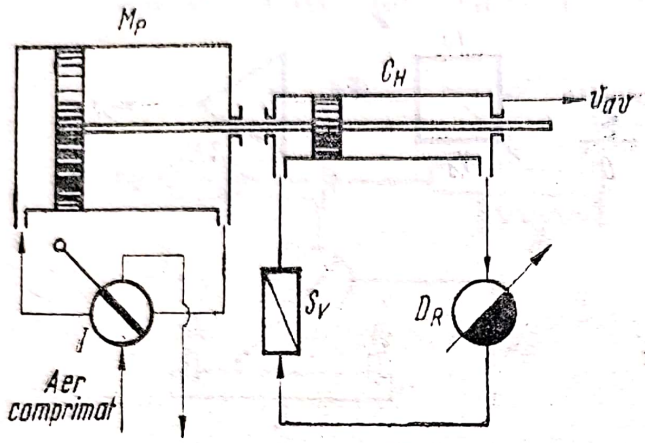


Fig. 5.22. Lanț cinematic de avans hidropneumatic.

Tijele celor două pistoane fiind solidare, la deplasarea, de exemplu, spre dreapta a acestora, uleiul din fața pistonului trebuie să treacă prin drosel și stabilizator, pentru a putea ajunge în spatele aceluiași piston. Droselul asigură mărimea vitezei de avans, iar stabilizatorul, constanța acestei mărimi.

Sistemul prezintă avantaje economice prin simplificarea sistemului hidraulic, ca și prin utilizarea ca energie, pe cea a aerului comprimat, existent în mod curent în întreprinderi.

Lanțurile cinematice de avans electrice au în genere o construcție complicată a părții electrice, prin utilizarea unor mașini electrice speciale de curent continuu (amplidină, rototrol etc.), fiind utilizate în construcția mașinilor-unelte grele și a mașinilor-unelte de copiat.

6. LANŢURI CINEMATICE DE FILETARE

6.1. FILETUL ŞI CARACTERISTICILE SALE

a. **Filetul.** Filetul este o suprafaţă elicoidală obţinută prin deplasarea unei generatoare de formă oarecare în lungul unei directoare în formă de elice.

În afara filetului propriu-zis al şurubului, suprafeţe elicoidale prelucrate similar sînt necesare multor piese, a căror funcţionare diferă de aceea a şurubului cum sînt: roţile dinţate cu dinţi înclinaţi, dantura frezelor cu dinţi înclinaţi, canalele burghielor elicoidale, melcii angrenajelor cu melc etc.

De asemenea, unii melci transportori cilindrici sau conici, cu pas variabil reprezintă cazuri particulare ale filetului.

Operaţia de filetare poate fi efectuată manual folosind filiere, tarozi şi capete de filetat sau diferite maşini-unelte, cum sînt strungurile (normale, automate, semiautomate, revolvere, carusel), maşini speciale de filetat cu cuţite, freze, capete de filetat, maşini de rectificat filet, maşini de frezat, mortezat, rectificat danturi înclinate, maşini de ascuţit freze elicoidale, maşini de detalonat prin strunjire sau rectificare etc.

b. **Caracteristicile geometrice ale filetului.** Directoarea elicoidală poate fi cilindrică (fig. 6.1, *a*), respectiv conică (fig. 6.1, *b*), după cum este trasată pe o suprafaţă cilindrică sau conică. Ea poate fi realizată şi pe alte suprafeţe de revoluţie, de exemplu elicea globoidală (fig. 6.1, *c*).

Parte din parametrii suprafeţei de revoluţie intervin în caracterizarea geometrică a directoarei elicoidale. Astfel, în cazul elicei cilindrice, un parametru al acesteia este mărimea razei r a cilindrului. La elicea conică, parametrii suprafeţei conice care intervin sînt fie semiunghiul δ al vîrfului conului, fie raza r şi înălţimea h.

În cazul filetului globoidal, intervin cele două raze r_1 şi r_2.

A doua caracteristică a directoarei elicoidale este mărimea P_E a *pasului elicei*, corespunzătoare distanței dintre două spire consecutive A_1A_2 ale elicei, măsurată pe generatoare (fig. 6.2). Pasul elicei este numit și *pas axial* (p_{ax}), deoarece această mărime este conținută într-un plan care trece prin axa elicei.

Dacă planul este normal pe elice, distanța B_1B_2 este denumită *pas normal* (p_n).

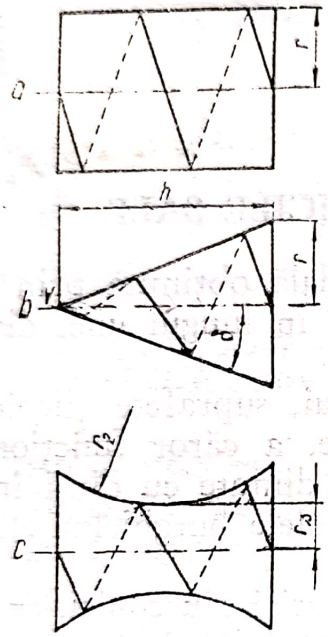


Fig. 6.1. Forma directoarei elicoidale:
a — cilindrică; *b* — conică; *c* — globoidală.

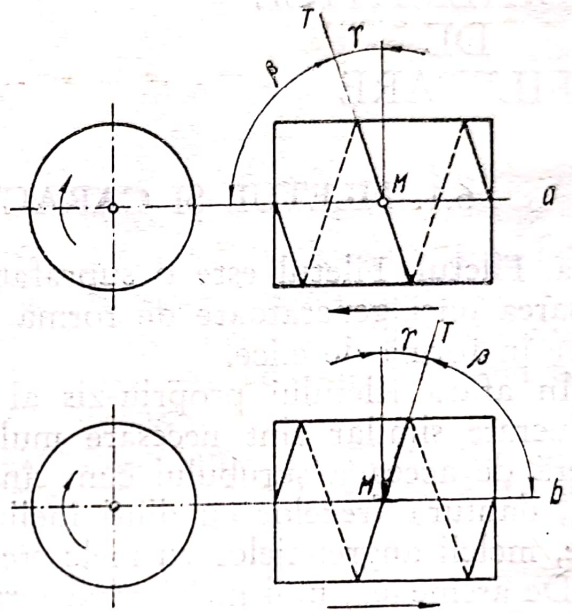


Fig. 6.3. Elice:
a — pe dreapta; *b* — pe stînga.

Funcție de sensul elicei, există *filet pe dreapta* și *filet pe stînga*. Filetul este pe dreapta atunci cînd printr-o rotire spre dreapta (sens mecanic) piesa filetată se îndepărtează de observator (fig. 6.3, *a*) sau se înșurubează într-o piuliță. Filetul pe stînga se deplasează în sens invers (fig. 6.3, *b*) pentru același sens de rotație.

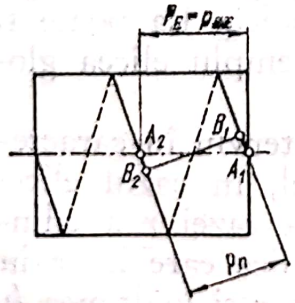


Fig. 6.2. Pasul axial și normal al elicei.

Înclinarea elicei într-un punct M al ei este determinată de mărimea unghiului β, dintre tangenta T la elice și generatoarea suprafeței, ambele trecînd prin același punct M.

În unele cazuri, de exemplu la șuruburi, înclinarea elicei se determină prin unghiul γ dintre tangentă și normala pe generatoare.

Filetul poate avea unul sau mai multe începuturi, adică una sau k directoare elicoidale, identice, echidistante (fig. 6.4).

Distanţa dintre două directoare alăturate este denumită *pasul filetului* (p). În cazul roţilor dinţate are denumirea de *pasul danturii*.

Pasul filetului ca şi pasul danturii poate fi *axial* sau *normal*, după cum se măsoară într-un plan axial sau normal.

Între pasul elicei şi pasul filetului (respectiv al danturii) există relaţia

$$P_E = kp,$$

din care rezultă că, pentru $k=1$ (filet cu un singur început), pasul elicei este identic cu pasul filetului.

Pasul filetului poate fi constant sau variabil (fig. 6.5), în ultimul caz el exprimîndu-se, de exemplu, sub forma

$$p = \lambda p_0,$$

în care parametrul λ variază după o lege impusă de scopul filetului.

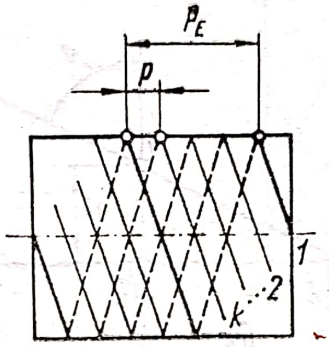


Fig. 6.4. Filet cu mai multe începuturi.

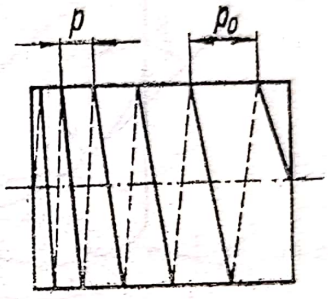


Fig. 6.5. Filet cu pas variabil.

Profilul filetului este determinat de forma curbei generatoare, funcţie de scopul filetului. Filetul şuruburilor are un profil generator de formă triunghiulară, trapezoidală, dreptunghiulară etc. În cazul danturilor, profilul filetului este format din arce de evolventă, cicloide, cerc etc. La sculele cu dantură elicoidală, profilul filetului este condiţionat de obţinerea anumitor mărimi ale unghiurilor de aşezare α şi degajare γ.

Profilul filetului poate fi definit în planul axial sau planul normal, denumit *profil axial*, respectiv *profil normal*. În primul caz, planul conţinînd profilul generator se deplasează în lungul directoarei trecînd tot timpul prin axa elicei. În al doilea caz, planul conţinînd directoarea este mereu normal pe traiectoria directoare elicoidală, deci normala la acest plan este continuu tangentă la directoare.

6.2. GEOMETRIA ELICEI

Considerînd o elice cilindrică într-un sistem de axe de coordonate trirectangular (fig. 6.6), axa elicei coincizînd cu axa z, ecuaţiile parametrice ale acesteia sînt

$$x = r\cos\theta, \qquad y = r\sin\theta, \qquad z = \frac{r\theta}{\operatorname{tg}\beta},$$

în care r este raza cilindrului, iar β unghiul de înclinare al tangentei la elice în raport cu generatoarea cilindrului.

Desfășurînd cilindrul prin secționare pe generatoarea AB, se obține dreptunghiul ABB_1A_1 de lungime $AA_1=2\pi r$ și înălțime $AB=P_E$, elicea transformîndu-se în diagonală AB_1.

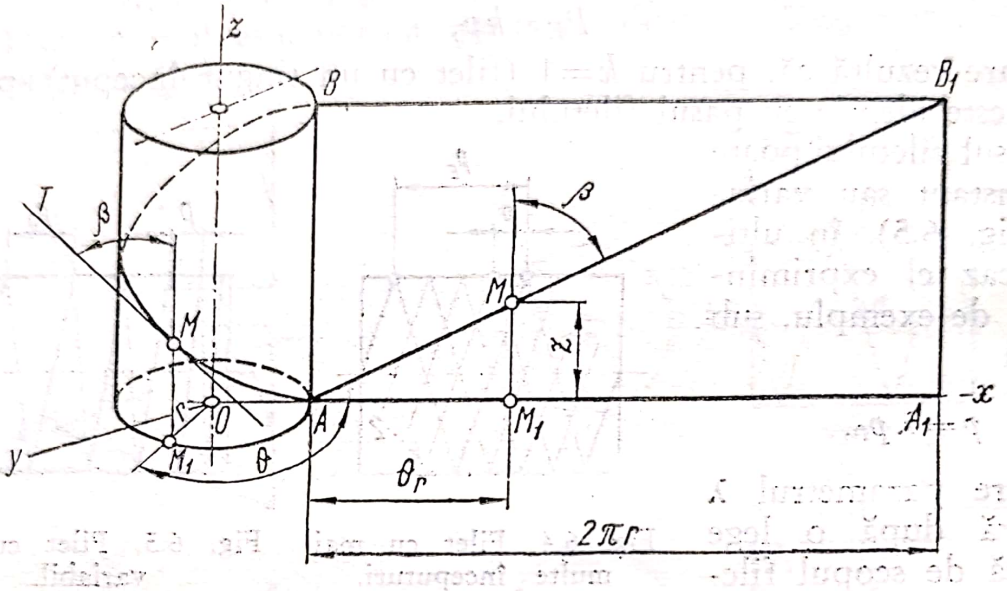


Fig. 6.6. Geometria elicei cilindrice.

Punctul M de pe elice determină cu generatoarea MM_1 triunghiul dreptunghic MM_1A, în care $MM_1=z$, iar $AM_1=\theta r$. Din aceasta rezultă

$$\frac{\theta r}{z}=\operatorname{tg}\beta$$

și deci expresia lui z.

Pentru $\theta=2\pi$, z este egal cu pasul elicei, deci

$$P_E=\frac{2\pi r}{\operatorname{tg}\beta}.$$

Cînd se cunosc r și P_E, înclinarea elicei (tangenta trigonometrică) rezultă din expresia precedentă

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{2\pi r}{P_E}.$$

Unghiul β are o importanță deosebită în generarea suprafețelor elicoidale, deoarece planul, conținînd profilul generator, este totdeauna normal la suprafața corpului de revoluție, deci normal pe planul tangent PT (fig. 2.4), care conține tangenta și face cu aceasta un unghi θ de mărime oarecare, însă constant. Astfel, în cazul filetului cu profil axial, urma planului conținînd profilul generator

face un unghi $\theta=\beta$ cu tangenta la elice, iar acelaşi plan, în cazul profilului normal, face unghiul $\theta=90°$ cu tangenta.

Obţinerea unui profil identic în toată lungimea directoarei elicoidale implică deci menţinerea constantă a lui θ. În cazul în care β

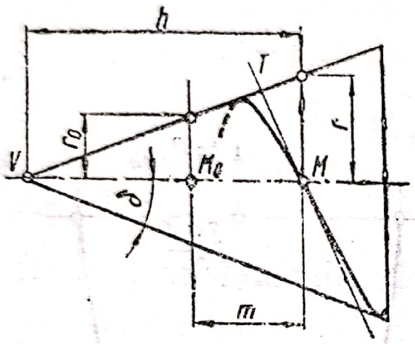


Fig. 6.7. Geometria elicei conice.

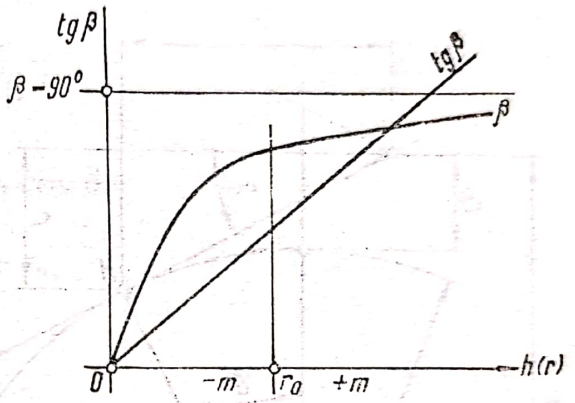


Fig. 6.8. Variaţia înclinaţiei elicei conice.

variază, este necesară variaţia planului profilului generator, deci a poziţiei sculei, pentru îndeplinirea condiţiei $\theta=\text{const}$.

Problema aceasta nu afectează generarea suprafeţelor elicoidale în care directoarea este o elice cilindrică de pas constant, deoarece mărimea $\operatorname{tg}\beta$, depinzînd de r şi P_E care sînt constante, va fi şi ea constantă.

În cazul elicei conice (fig. 6.7), expresia $\operatorname{tg}\beta$ este identică cu a elicei cilindrice, însă mărimea lui r este variabilă, între zero şi o mărime oricît de mare.

Funcţie de elementele geometrice ale conului, r se poate exprima fie funcţie de distanţa h de la vîrful conului.

$$r=h\operatorname{tg}\delta,$$

de unde

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{2\pi h}{P_E}\operatorname{tg}\delta,$$

fie în raport de poziţia unui cerc de rază r_0 conţinut într-un plan normal pe axă, prin distanţa $\pm m$, semnul depinzînd de sensul lui x, la dreapta sau stînga planului.

În acest caz

$$r=r_0\pm m\operatorname{tg}\delta,$$

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{2\pi r_0}{P_E}\pm\frac{2\pi m}{P_E}\operatorname{tg}\delta.$$

Această expresie pune în evidență că tg β constă dintr-o parte constantă (r_0 și P_E fiind constanți) și o parte variabilă depinzînd de m.

Se poate remarca că partea constantă reprezintă mărimea tangentei trigonometrice a unei elice cilindrice de rază r_0, avînd același

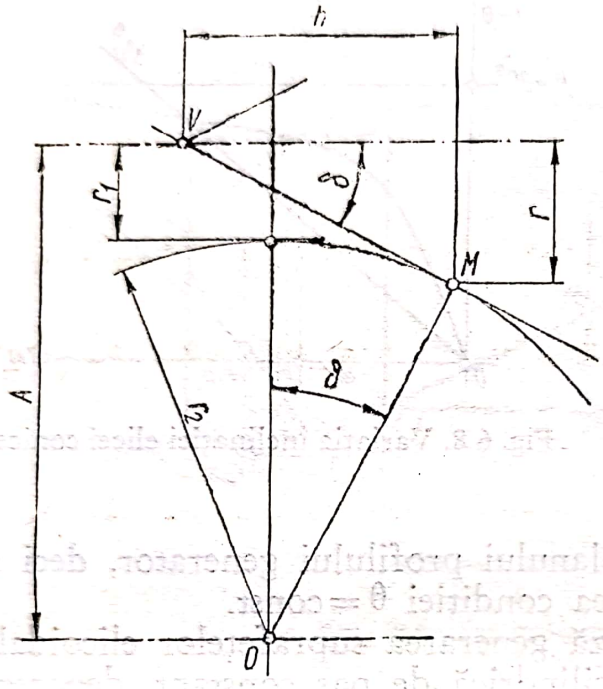


Fig. 6.9. Geometria elicei globoidale.

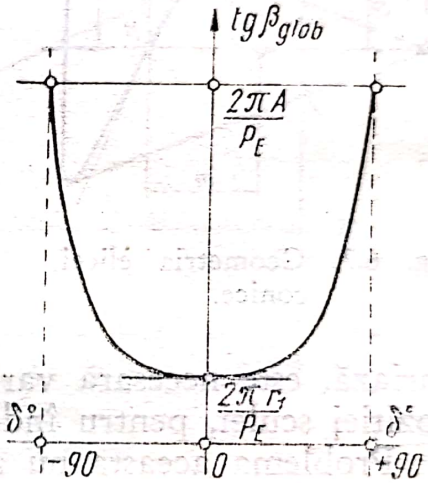


Fig. 6.10. Variația înclinației elicei globoidale.

pas P_E ca și elicea conică. Deci pentru $m=0$, în punctul M_0, locul de intersecție a celor două elice, înclinarea tangentei în raport cu generatoarea, în planurile tangente respective, este aceeași, adică $\beta_{con}=\beta_{cil}$.

Ca urmare, expresia de mai înainte se poate scrie și sub forma

$$\operatorname{tg}\beta_{con}=\operatorname{tg}\beta_{cil}\pm\frac{2\pi m}{P_E}\operatorname{tg}\delta.$$

Variația mărimii tg β este liniară (fig. 6.8), funcție de h sau r, în timp ce unghiul β variază după o curbă caracteristică trecînd prin zero și avînd ca asimptotă dreapta corespunzătoare lui $\beta=90°$.

A doua formulă duce la aceeași reprezentare, cu deosebire că axa ordonatelor taie axa absciselor în punctul corespunzător lui $r=r_0$.

În cazul melcului globoid (fig. 6.9), tangenta la elice în punctul M, din planul axial, are aceeași înclinare β ca și elicea conică a conului a cărui generatoare VM este tangentă în M la suprafața

de revoluţie a melcului, şi deci tangentă la cercul primitiv de rază r_2 a roţii melcate.

Deci în M,

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{2\pi h}{P_E}\operatorname{tg}\delta.$$

Din figură rezultă

$$h=\frac{r}{\operatorname{tg}\beta},$$

iar

$$r=A-r_2\cos\delta,$$

dar

$$A=r_1+r_2,$$

astfel că prin înlocuiri se obţine

$$\operatorname{tg}\beta_{glob}=\frac{2\pi r_1}{P_E}+\frac{2\pi r_2}{P_E}(1-\cos\delta).$$

Se poate remarca, şi în acest caz, că primul termen din dreapta egalităţii reprezintă $\operatorname{tg}\beta_{cil}$ pe cilindrul de rază r_1.

Variaţia $\operatorname{tg}\beta_{glob}$ este reprezentată în fig. 6.10. Ea are un minim egal cu $\frac{2\pi r_1}{P_E}$, pentru $\delta=0$, şi creşte pînă la $2\pi A/P_E$, pentru $\delta=90°$ (căci $r_1+r_2=A$).

6.3. CINEMATICA GENERĂRII ELICEI

a. **Realizarea cinematică a elicei.** Directoarea elicoidală poate fi realizată sub formă de traiectorie cinematică sau sub formă materializată (tarozi, ghidaje elicoidale etc.).

Directoarea elicoidală cinematică, la rîndul său, poate fi obţinută prin două moduri:

— din combinarea a două mişcări: una de rotaţie, cealaltă de translaţie, în lungul generatoarei corpului de revoluţie, pe care trebuie să se obţină elicea (fig. 6.11, *a*, *b*, *c*, *d*) şi prin rulare (fig. 6.11, *e*, *f*), în cazul suprafeţelor desfăşurabile şi în special în cazul cilindrului.

Din punctul de vedere cinematic, obţinerea elicei prin rulare impune anumite condiţii între cele două viteze ω şi v, pentru realizarea rulării, fără ca acestea să fie afectate de parametrii elicei: pasul sau înclinarea β. Din această cauză, generarea elicei prin rulare se tratează în cadrul lanţurilor cinematice de rulare (cap. 8).

Scanned with OKEN Scanner

Traiectoria directoare elice, realizată cinematic prin combinarea unei mișcări de rotație cu una de translație, are o largă utilizare în construcția de mașini-unelte, din care cauză are o importanță deosebită.

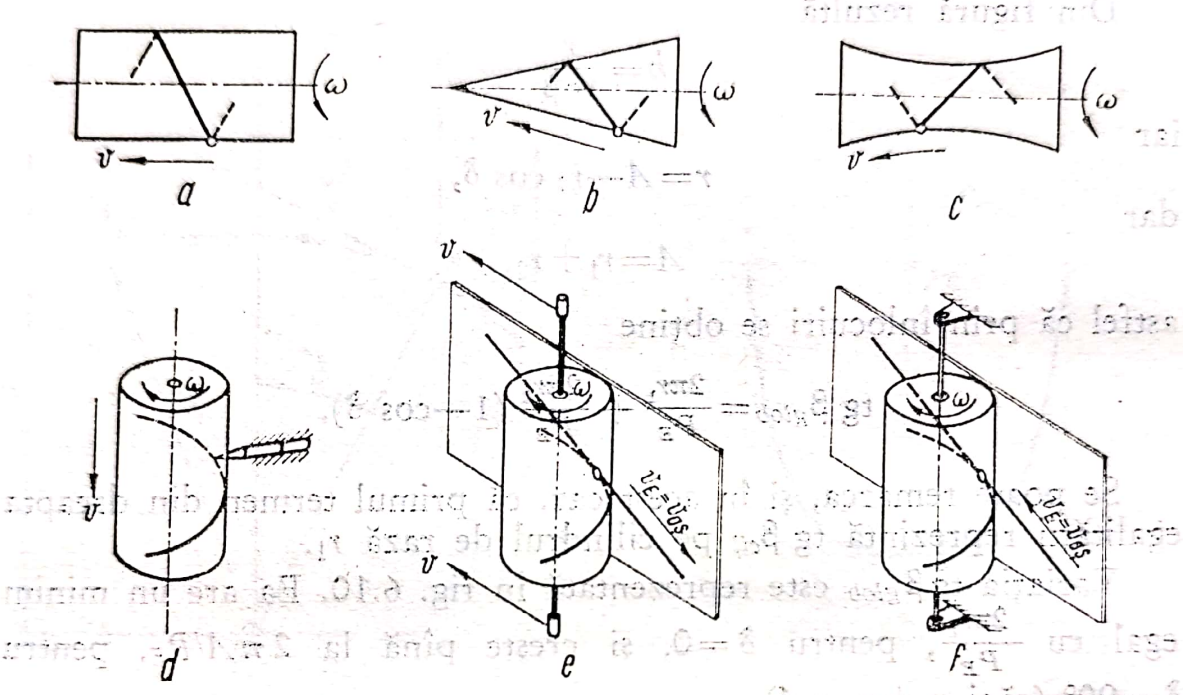


Fig. 6.11. Cinematica generării elicei.

În cazul acestei traiectorii cinematice, profilul generator se poate deplasa pe traiectoria mișcării *rectilinii* (filetarea pe strung, frezarea unor filete, frezarea danturii înclinate cu freză melc etc.), pe traiectoria mișcării *circulare* (filetarea în vîrtej etc) sau pe traiectoria *elicoidală* (frezarea filetului pe mașini universale de frezat, rectificarea danturilor înclinate pe mașini Maag etc.).

Mărimea vitezei tangențiale la elice v_E în toate cazurile este determinată de parametrii procesului de așchiere, ea putînd fi o viteză de așchiere ($v_E = v_{aș}$), de exemplu la strunjire, sau o viteză a mișcării de avans ($v_E = v_{av}$), de exemplu la frezare, rectificare etc.

Viteza tangențială la elice v_E, conținută în planul tangent la elice în M și la suprafața de revoluție, în lungul generatoarei VM, poate fi descompusă pe două direcții perpendiculare (fig. 6.12), din care una, însăși generatoarea VM. Prin această descompunere rezultă vitezele:

$$v_T = v_E \sin \beta,$$

$$v_G = v_E \cos \beta$$

v_T fiind *viteza tangenţială* la cercul de rază $OM=r$, iar v_G fiind viteza pe generatoarea VM din planul axial (în cazul elicei cilindrice $v_G=v_A$ viteza axială).

Raportul celor două viteze

$$\frac{v_T}{v_G}=\operatorname{tg}\beta$$

este egal cu mărimea tangentei trigonometrice a unghiului de înclinare β al elicei.

Această expresie are o importanţă deosebită din două cauze:

α) raportul mărimilor celor două viteze nu depinde de procesul de aşchiere (cu toate că v_E este dependent de acest proces), ci numai de parametrul geometric β al elicei. De aici rezultă că, de exemplu, viteza tangenţială v_T poate avea orice mărime, funcţie de v_E, care poate fi o viteză de aşchiere sau de avans, cu condiţia ca v_G să aibă o mărime corespunzătoare pentru a satisface relaţia de mai sus. Astfel, fie $v'_T=k\,v_T$; atunci trebuie ca $v'_G=k\,v_G$ pentru ca raportul lor să se menţină egal cu tg β.

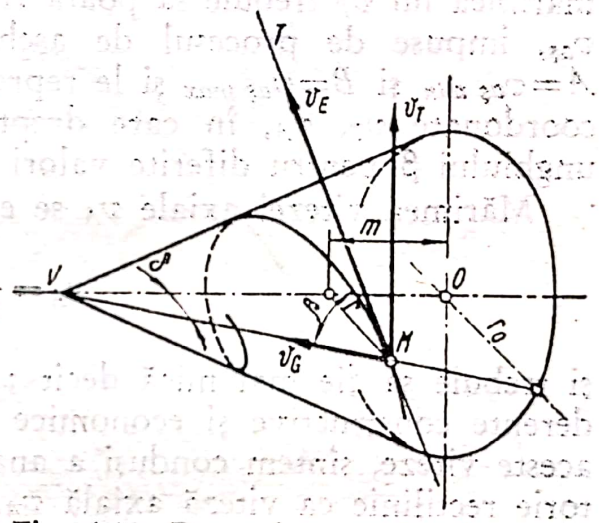


Fig. 6.12. Determinarea vitezei tangenţiale v_E la elice.

β) Orice variaţie accidentală a uneia din viteze conduce la o variaţie a unghiului β şi deci a pasului P_E al elicei, adică dă naştere la erori de pas, ceea ce nu este de dorit.

Mărimea vitezei tangenţiale la elice se exprimă prin:

$$v_E=\sqrt{v_T^2+v_G^2},$$

în care

$$v_T=\omega r,$$

r fiind raza cercului care trece prin punctul M la distanţa m de planul cercului de rază r_0,

$$r=r_0-m\operatorname{tg}\delta,$$

Deci

$$v_T=\omega(r_0-m\operatorname{tg}\delta).$$

În cazul elicei cilindrice, $\delta=0$ şi $v_T=\omega r_0$.

Viteza pe generatoare este dată de expresia

$$v_G=\omega P_E,$$

pasul elicei fiind măsurat pe generatoare. Ca urmare la elicea conică

$$v_E = \omega \sqrt{(r_0 - m \operatorname{tg} \delta)^2 + P_E^2},$$

iar la elicea cilindrică

$$v_E = \omega \sqrt{r_0^2 + P_E^2}.$$

b. **Limitele vitezelor** v_T **şi** v_A. Posibilitatea de a alege orice mărime pentru una din cele două viteze permite ca această mărime să corespundă vitezei de aşchiere $v_{aş}$.

Considerînd că vitezei tangenţiale v_T, obţinută printr-o mişcare de rotaţie, i se artibuie mărimile vitezei de aşchiere $v_{aş}$, atunci mărimea lui v_T trebuie să poată fi variată între aceleaşi limite ca şi $v_{aş}$, impuse de procesul de aşchiere. Notăm aceste limite prin $A = v_{aş\ min}$ şi $B = v_{aş\ max}$ şi le reprezentăm (fig. 6.13) în sistemul de coordonate v_T, v_A, în care dreptele radiale corespund mărimilor unghiului β pentru diferite valori ale acestor viteze.

Mărimea vitezei axiale v_A se exprimă funcţie de v_T prin

$$v_A = \frac{v_T}{\operatorname{tg} \beta}$$

şi trebuie să fie mai mică decît v_T, căci, în caz contrar, pe considerente constructive şi economice ale mecanismelor care realizează aceste viteze, sîntem conduşi a analiza viteza de aşchiere pe traiectorie rectilinie ca viteză axială v_A.

Ca urmare, mărimea lui v_A poate ajunge pînă la egalitate cu v_T, caz în care $\beta = 45°$. În genere însă, din alte considerente, v_A se limitează la o valoare mai mică decît v_T. Fie în acest caz $v_A = a$.

Valoarea minimă a lui v_A nu poate fi zero, deoarece, în acest caz, în loc de elice s-ar obţine un cerc, căci pentru $v_A = 0$, rezultă $\beta = 0$. Deci $v_A = b > 0$.

Ordonatele şi abscisele duse prin punctele A, B şi a, b, determină un cîmp dreptunghiular, care delimitează mărimile unghiului β de înclinare a elicei, realizabile cînd v_T are mărimea vitezei de aşchiere $v_{aş}$.

Valoarea maximă β_{max} realizabilă ca şi cea minimă β_{min} sînt determinate de dreapta OB_1, respectiv OA_1.

Rezultă că, atunci cînd v_T se alege egal cu $v_{aş}$, ca de exemplu în cazul filetării pe strung, nu pot fi realizate decît filete care au unghiul β mai mare de 45°, deci filete cu înclinare mare a elicei, ceea ce înseamnă filete cu pas mic. Pasul nu poate fi însă oricît de mic, ci numai celor corespunzătoare unghiurilor β din cîmpul I haşurat.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel, elicea cu unghiul β_{max} nu poate fi realizată decît în cazul $v_T = v_{aş\ max}$, în timp ce, de exemplu, elice cu $\beta \approx 75°$ pot fi realizate cu aproape orice viteză de aşchiere din domeniul AB.

Dacă viteza de aşchiere se realizează pe traiectoria rectilinie, atunci $v_A = v_{aş}$ şi, ca şi în cazul precedent, ea trebuie să poată fi variată într-un domeniu de mărimi MN.

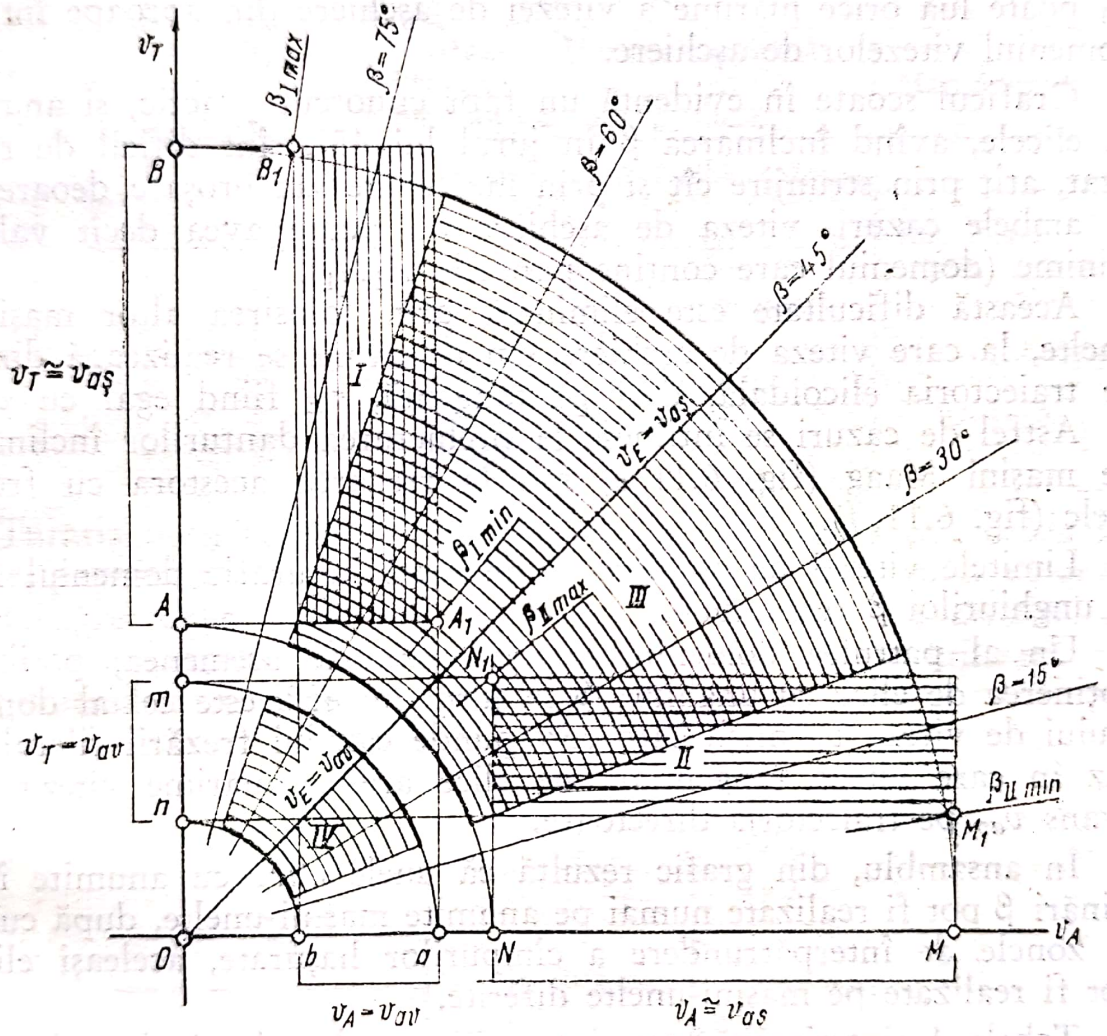


Fig. 6.13. Grafic pentru determinarea limitelor vitezelor v_T şi v_A.

Viteza tangenţială va avea ca mărime

$$v_T = v_A \operatorname{tg} \beta$$

şi, pe aceleaşi considerente arătate în cazul precedent, v_T va fi mai mic decît v_A, deci $\operatorname{tg} \beta < 1$ şi $\beta < 45°$. Viteza tangenţială va varia între limitele m şi n, care vor determina cu limitele vitezei axiale v_A cîmpul II dreptunghiular.

Ca urmare, dacă mărimea vitezei axiale se ia egală cu a vitezei de aşchiere, ceea ce se întîlneşte la broşarea canalelor elicoidale şi la

mortezarea cu cuțit roată a danturilor elicoidale, filetele realizate au înclinări mici, mai mici de 45°, deci filetele sînt cu pas mare.

Mărimile limită ale unghiurilor β sînt determinate de dreptele ON_1 și OM_1. Și în acest caz se poate face observația că elicele cu anumite înclinări β nu pot fi realizate decît cu anumite viteze de așchiere, în timp ce altele ca, de exemplu, pentru elicea cu $\beta = 15°$, v_A poate lua orice mărime a vitezei de așchiere din aproape întreg domeniul vitezelor de așchiere.

Graficul scoate în evidență un fapt cunoscut practic, și anume că elicele, avînd înclinarea β în jurul lui 45°, sînt dificil de realizat, atît prin strunjire cît și prin mortezare sau broșare, deoarece, în ambele cazuri, viteza de așchiere nu poate avea decît valori minime (domeniul care conține punctele A_1N_1).

Această dificultate este eliminată prin folosirea altor mașini-unelte, la care viteza de așchiere sau de avans se realizează direct pe traiectoria elicoidală, deci pe tangentă, v_E fiind egal cu $v_{aș}$.

Astfel de cazuri se întîlnesc la prelucrarea danturilor înclinate pe mașini Maag (fig. 6.11, *e*) sau la frezarea acestora cu freză melc (fig. 6.11, *f*).

Limitele vitezei de așchiere delimitează în grafic domeniul *III* al unghiurilor β realizabile.

Un al patrulea domeniu, în care este, de asemenea, posibilă obținerea de elice cu unghiuri β în jurul lui 45°, este cel al domeniului de viteze v_E mici, care corespunde cazului frezării filetului, caz în care viteza tangențială pe elice are ca mărime viteza de avans v_{av} pe traiectoria directoare.

În ansamblu, din grafic rezultă că unele elice cu anumite înclinări β pot fi realizate numai pe anumite mașini-unelte, după cum, în zonele de înterpătrundere a cîmpurilor hașurate, aceleași elice pot fi realizate pe mașini-unelte diferite.

Tabela I sintetizează cum intervin vitezele tehnologice, de așchiere și de avans, în operația de filetare, precizînd și modul de prelucrare pe diferite mașini-unelte, precum și natura directoarei.

6.4. LANȚUL CINEMATIC DE FILETARE

a. **Structură. Ecuația de transfer.** Viteza tangențială v_T, necesară în generarea traiectoriei directoare, elice cinematică, este realizată de un lanț cinematic, al cărui ultim mecanism constă din însăși piesa supusă filetării.

Tabela I

Viteze tehnologice la filetare

Domeniul	v_E	v_T	v_A	Modul de prelucrare	Natura directoarei
I	—	$v_{aș}$	—	Strunjire cu cuțit (fig. 6.11, *a, b, c, d*)	Cinematică
II	—	—	$v_{aș}$	Mortezare dantură elicoidală Broșare Filetare cu tarod, filieră	Materializată
III	$v_{aș}$	—	—	Mortezare dantură elico (Maag) (fig. 6.11, *e*)	Imprimare prin rulare
IV	v_{av}	—	—	Frezare cu freză melc Rectificare dantură elicoidală (fig. 6.11, *f*)	
		—	—	Frezare filet, dantură Rectificare filet, canale (fig. 6.11, *d*)	Cinematică

Turația n_P a acesteia determină, funcție de raza r (*nominală* la filete, *primitivă* la angrenaje), viteza tangențială în cazul *I* al graficului precedent, egală cu viteza de așchiere $v_{aș}$. Ca urmare, o porțiune a lanțului cinematic principal trebuie să fie utilizată ca lanț cinematic de filetare (fig. 6.14).

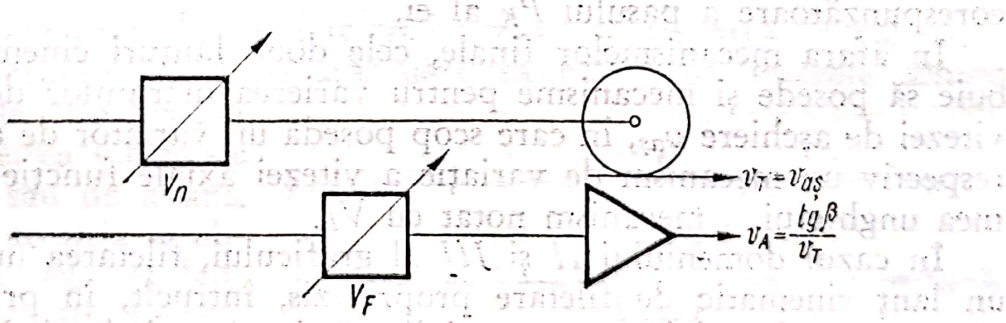


Fig. 6.14. Lanțuri cinematice pentru realizarea vitezelor v_T și v_A.

Mărimea vitezei tangențiale se exprimă prin

$$v_T = 2\pi r n_0.$$

Viteza axială v_A poate fi obținută printr-un lanț cinematic, al cărui capăt de ieșire posedă un mecanism corespunzător obținerii acestei viteze, în genere pe o traiectorie rectilinie într-un plan axial,

paralelă (elice cilindrică) sau înclinată (filet conic) în raport cu axa filetului. Pentru filetul globoid, traiectoria este un cerc în același plan axial.

Mecanismul folosit în acest scop este în majoritatea cazurilor de genul șurub-piuliță, care se caracterizează prin posibilitatea obținerii unei traiectorii rectilinii oricît de lungă și a constanței vitezei pe aceasta datorită posibilităților de execuție tehnologică a acestui mecanism, în condiții de precizie maximă. Mărimea vitezei rezultă din expresia

$$v_A = p_ș n_ș,$$

în care $p_ș$ este pasul șurubului, iar $n_ș$ turația sa.

În același scop se poate folosi mecanismul cu pinion-cremalieră, care permite obținerea unei viteze.

$$v_A = \pi\, mzn,$$

m fiind modulul danturii, z, numărul de dinți al pinionului și n, turația acestuia. Mecanismul cu pinion-cremalieră este inferior celui cu șurub-piuliță în ceea ce privește constanța vitezei v_A, datorită dificultăților de realizare a unei cremaliere cu erori de pas mici.

Pentru traiectorii rectilinii scurte se utilizează mecanisme cu camă, care asigură o viteză

$$v_A = P_K n_K,$$

în care P_K este pasul camei, iar n_K turația ei. Cama poate fi construită și în scopul prelucrării filetelor cu pas variabil, prin variația corespunzătoare a pasului P_K al ei.

În afara mecanismelor finale, cele două lanțuri cinematice trebuie să posede și mecanisme pentru varierea mărimilor de ieșire, a vitezei de așchiere $v_{aș}$, în care scop posedă un variator de turații V_n, respectiv un mecanism de variație a vitezei axiale funcție de mărimea unghiului , mecanism notat cu V_F.

În cazul domeniului *II* și *III* al graficului, filetarea nu necesită un lanț cinematic de filetare propriu-zis, întrucît, în primul caz, directoarea elicoidală este materializată, iar în cel de-al doilea caz, ea este imprimată prin rulare.

Domeniul al *IV*-lea al graficului cuprinde și cazul traiectoriei cinematice, la care viteza tangențială la elice v_E este o viteză de avans.

Din punct de vedere practic (tehnologic) se consideră că viteza de avans are loc pe traiectoria rectilinie, deci că $v_A = v_{av}$ în cazul unghiurilor β mici (filete cu pas mare) și că ea are loc pe o traiectorie circulară, adică $v_T = v_{av}$, în cazul unghiurilor β mari (filete cu pas mic).

Scanned with OKEN Scanner

Reprezentarea celor două lanțuri cinematice, pentru ambele cazuri, corespunde fig. 6.15, în care se remarcă existența mecanismelor V_s pentru reglarea vitezei de avans pe traiectoria rectilinie

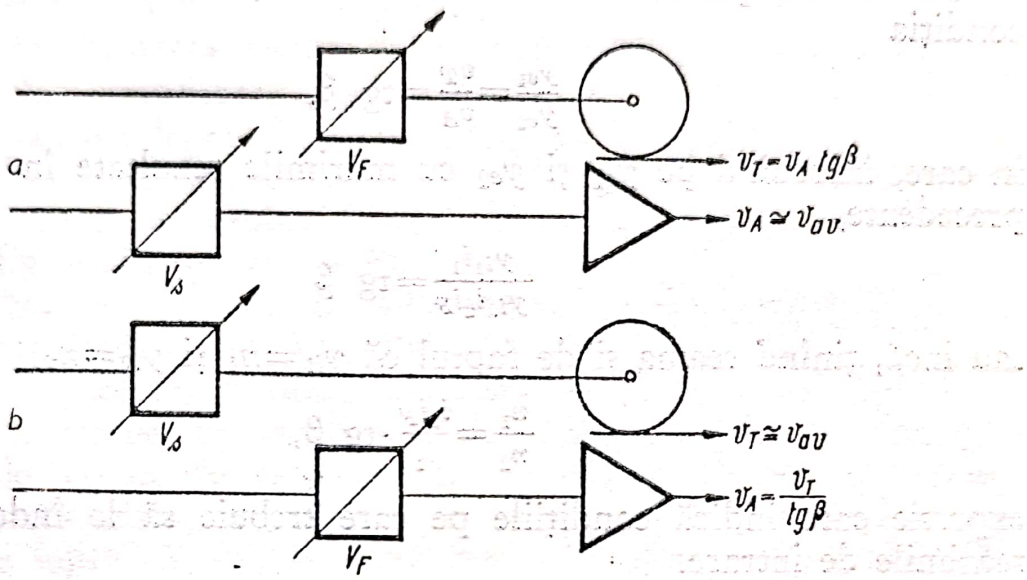


Fig. 6.15. Lanțuri cinematice de filetare în cazul în care v_E este viteză de avans.

(fig. 6.15, *a*) sau pe traiectoria circulară (fig. 6.15, *b*), precum și mecanismele V_F pentru reglarea celeilalte viteze în funcție de mărimea unghiului β al filetului.

În toate cazurile studiate mai înainte se remarcă faptul că, în lanțul cinematic care asigură mărimea uneia din vitezele componente ale traiectoriei elicoidale, ca viteză de așchiere sau de avans, reglarea acesteia se obține prin reglarea lanțului cinematic respectiv (principal sau de avans), utilizînd mecanismul de reglare al său, în timp ce mărimea celeilalte viteze componente, care trebuie reglată în raport cu prima, se reglează printr-un mecanism propriu acestui lanț.

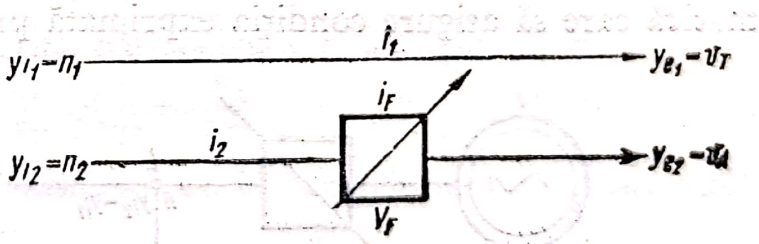


Fig. 6.16. Cazul general al lanțurilor cinematice de filetare.

Fig. 6.16 reprezintă cazul general al acestor lanțuri în care mărimile de intrare corespund unor turații n_1, respectiv n_2, iar cele de ieșire vitezelor v_T, respectiv v_A.

Ecuațiile de transfer ale lanțurilor sînt

$$\frac{y_{e1}}{y_{i1}} = i_1 \quad \text{și} \quad \frac{y_{e2}}{y_{i2}} = i_2 i_F.$$

Pe de altă parte, între mărimile de ieșire ale lor este impusă condiția

$$\frac{y_{e1}}{y_{e2}} = \frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta,$$

în care, înlocuind pe y_{e1} și y_{e2} cu mărimile rezultate în egalitățile precedente,

$$\frac{y_{i1} i_1}{y_{i2} i_2 i_F} = \operatorname{tg} \beta$$

sau încă, ținînd seama și de faptul că $y_{i1} = n_1$ și $y_{i2} = n_2$,

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{i_2 i_F}{i_1} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

expresie care indică condițiile pe care trebuie să le îndeplinească mărimile de intrare.

Deoarece n_2 este turația într-un punct oarecare L al lanțului cinematic principal, rezultă pentru n_2 relația

$$n_2 = \frac{i_1}{i_2 i_F \operatorname{tg} \beta} n_1.$$

Cum pentru un filet dat, fracția este o constantă k, avem

$$n_2 = k n_1,$$

deci n_2 este proporțional cu n_1 și constant. Aceasta înseamnă că între cele două lanțuri cinematice trebuie să existe o legătură cinematică care să asigure condiția exprimată prin egalitatea de mai sus.

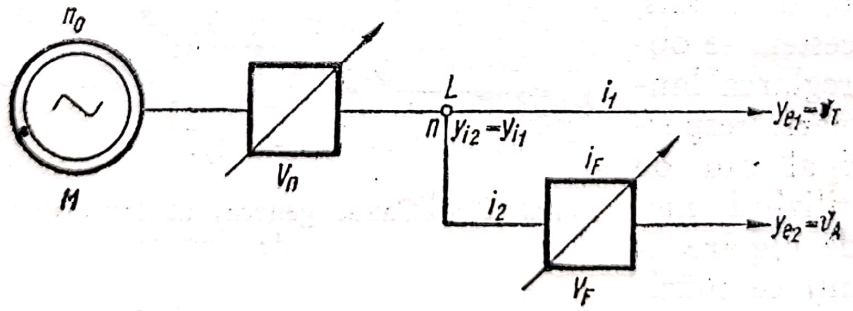


Fig. 6.17. Legătura cinematică a celor două lanțuri.

Fig. 6.17 reprezintă această situație pentru cazul particular $k=1$, adică $n_2=n_1$, notate pentru simplificare prin n, în punctul de legătură L.

Scanned with OKEN Scanner

În ansamblu, schema reprezintă o asociere de trei lanțuri cinematice în serie-paralel, primul constînd din cea mai mare parte a lanțului cinematic principal, al doilea, restul secțiunii acestuia, al cărui capăt de ieșire asigură viteza tangențială v_T în cazul filetării, iar al treilea, lanțul cinematic care permite obținerea vitezei v_A.

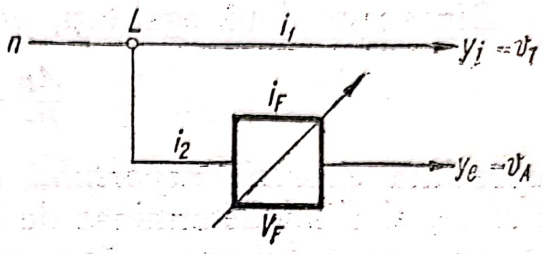


Fig. 6.18. Lanțul cinematic de filetare.

Luînd în considerare numai cele două lanțuri legate în paralel, prin eliminarea lanțului cinematic din stînga punctului L de legătură (fig. 6.18), se obține *lanțul cinematic de filetare* la ale cărui capete, mărimile sînt cele două viteze necesare realizării mișcării pe directoarea elicoidală.

Avînd în vedere că una din aceste viteze are mărimea determinată fie de viteza de așchiere, fie de viteza mișcării de avans, aceasta se consideră ca mărime de intrare în lanț și cealaltă ca mărime de ieșire. Astfel, în cazul fig. 6.18, $v_T = y_i$ și $v_A = y_e$, elementul de reglare al lanțului cinematic de filetare fiind mecanismul notat prin V_F.

b. **Raportul de reglare.** Raportul de transfer al lanțului cinematic de filetare se exprimă prin

$$\frac{y_e}{y_i} = i_T$$

sau, ținînd seama de mărimile respective,

$$\frac{v_A}{v_T} = \frac{1}{i_1} \cdot i_F i_2.$$

Pe de altă parte, datorită parametrilor geometrici ai elicei,

$$\frac{v_A}{v_T} = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{P_E}{2\pi r},$$

și celor cinematici ai mecanismelor de la capetele lanțului cinematic de filetare,

$$\frac{v_A}{v_T} = \frac{p_ș n_ș}{2\pi r n_P},$$

în cazul în care v_A este obținut de un mecanism șurub-piuliță.

Cele trei egalități se pot scrie sub forma

$$i_F = \frac{i_2}{i_1} = \frac{P_E}{1} = \frac{p_ș n_ș}{n_P}.$$

În majoritatea cazurilor, raportul de filetare i_F se realizează cu ajutorul roților de schimb, notate prin A_F/B_F, iar rapoartele de

transmitere i_1/i_2, fiind constante constructive, se notează prin C_F, astfel încît egalitățile de mai sus pot fi scrise

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{P_E}{p_ş} = \frac{n_s}{n_P}.$$

Din aceste două egalități, prima

$$\frac{A_F}{B_F} = C_F \frac{P_E}{p_ş}$$

reprezintă *expresia raportului de reglare a lanțului cinematic de filetare*, el fiind determinat de raportul dintre pasul elicei filetului și pasul șurubului conducător, multiplicat cu o constantă C_F caracteristică lanțului cinematic de filetare și deci mașinii-unelte date.

Dacă în loc de șurub-piuliță, mecanismul de ieșire din lanț este un angrenaj cu cremalieră sau o camă, în locul pasului șurubului va interveni pasul danturii, respectiv al spiralei camei.

Din aceeași expresie, rezultă a doua egalitate

$$\frac{P_E}{p_ş} = \frac{n_s}{n_P},$$

care precizează relația dintre turațiile mecanismelor de la capetele lanțului cinematic de filetare și cele două pasuri.

c. **Mecanismele de reglare.** Raportul de reglare al lanțului cinematic de filetare

$$i_F = \frac{A_F}{B_F} = \frac{P_E}{p_ş} C_F$$

este determinat de raportul mărimilor celor două pasuri: P_E al traiectoriei elicoidale ce trebuie realizată și $p_ş$ al șurubului conducător (danturii sau camei) din mecanismul care realizează mișcarea rectilinie.

Întrucît pentru o mașină-unealtă dată, $p_ş$ este o constantă constructivă, ca și constanta de filetare C_F (care în multe cazuri este egală cu unitatea), raportul de reglare variază numai funcție de P_E.

Cum în majoritatea cazurilor, raportul de reglare se realizează cu ajutorul roților dințate de schimb

$$i_F = \frac{z_1}{z_2} = \frac{kA_F}{kB_F},$$

A_F/B_F fiind expresia fracției prime a raportului de transfer, iar k un multiplu oarecare, rezolvarea acestei egalități ridică probleme specifice, dificile prin condiția impusă de z_1 și z_2 care sînt numere întregi.

Tabela II

Caracteristicile pasului unor filete

Denumire	P_E mm	Dimensiunile pasului
Filet metric	p	fin $p=0{,}2;\ 0{,}25;\ 0{,}3;\ 0{,}35;\ 0{,}4;\ 0{,}45;\ 0{,}5 \cdots 0{,}9$ normal $p=1;\ 1{,}25;\ 1{,}5;\ 1{,}75;\ 2;\ 2{,}5;\ 3;\ 3{,}5 \cdots 6$ trapezoidal $p=2;\ 3;\ 4;\ 5;\ 6;\ 8;\ 10;\ 12;\ 16 \cdots 40$
Filet în țoli	$\frac{25{,}4}{N}$	$25{,}4=1$ țol N=nr. pași pe țol$=28;\ 24;\ 20;\ 16;\ 14;\ 12 \cdots 3$
Filet în module	πm	$\pi=3{,}1416\ldots$ m=modulul în mm$=1;\ 1{,}25;\ 1{,}5;\ 2;\ 2{,}5;\ 3 \cdots 50$
Filet în diametral-pitch	$\frac{25{,}4}{DP}$	DP=numărul de dinți pe țol $=30;\ 28;\ 26;\ 24;\ 20;\ 18;\ 16 \cdots 1$
Filet conic	$\frac{p_{ax}}{\cos\delta}$	p_{ax}=pasul axial, în mm sau țoli δ—semiunghiul vîrfului conului
Filetul danturilor angrenajelor și al unor scule	$\frac{\pi d}{\operatorname{tg}\beta}$	d=diametrul, în mm β—unghiul de înclinare a danturii

În adevăr, considerînd C_F egal cu unitatea, pasul $p_ș$ al șurubului conducător poate fi realizat constructiv, ca număr întreg. Pasul P_E al traiectoriei elicoidale poate avea diferite mărimi întregi sau fracționare, funcție de caracteristicile filetului căruia îi aparține, exemplificate în tabela II.

Aceste caracteristici sînt în genere numere zecimale care, intervenind la numărătorul fracției, fac dificilă rezolvarea ei în numere întregi, cu atît mai mult, cu cît în unele cazuri (pasul elicei danturilor înclinate), funcție de eroarea de pas admisibilă, raportul de filetare trebuie să fie realizat cu precizie de plus-minus o unitate zecimală de rang 5 pînă la 7.

Pentru a ușura determinarea roților de schimb pentru filetare, la unele mașini-unelte se realizează filetul șurubului în țoli, astfel

încît din expresia raportului de filetare dispare numărul 25,4 de transformare a țolilor în mm.

La alte mașini-unelte, de exemplu de prelucrat roți dințate, pasul șurubului conducător se construiește ca multiplu de π, astfel că acesta nu mai apare în formulele de calcul al roților de filetare.

O altă soluție, folosită în cazul filetelor de foarte mare precizie, constă în transformarea fracției conținînd cei doi pași, într-o sumă sau diferență de fracții, din care una are ca numărător partea întreagă a mărimii pasului P_E, iar cealaltă partea zecimală.

Dacă a este partea întreagă și b partea zecimală, atunci se poate scrie că

$$i_F = \frac{P_E}{p_ș} = \frac{a}{p_ș} \pm \frac{b}{p_ș} = i'_F \pm i''_F.$$

Pentru primul raport i''_F, care este o fracție în numere întregi, se pot ușor determina roțile de schimb. De asemenea, al doilea raport, care este mult subunitar, poate fi realizat printr-o mișcare cu demultiplicare foarte mare, reglată, de asemenea, prin roți de schimb sau cu ajutorul unui lineal (fig. 6.19).

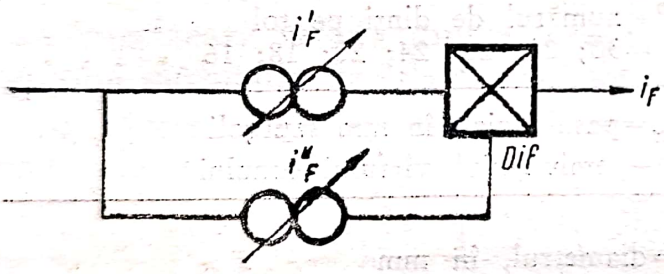


Fig. 6.19. Obținerea raportului de filetare prin intermediul a două mecanisme de reglare.

Cele două rapoarte de transmitere trebuie însumate (algebric), ceea ce necesită prezența unui mecanism diferențial.

Fig. 6.19 exemplifică un astfel de caz.

La mașinile-unelte universale, în special la strunguri, aceste calcule, precum și operația de schimbare a roților introduce un timp auxiliar mare, micșorînd productivitatea. Din aceste cauze, roțile de schimb și calculele aferente au fost eliminate prin crearea și utilizarea cutiilor de filete. Acestea asigură, printr-o manevrare ușoară și rapidă, obținerea unui număr foarte mare de rapoarte de filetare pentru diferite tipuri de filete. Astfel, de exemplu, cutia de filete a strungului S3 produs al Uzinelor de strunguri-Arad permite realizarea comodă a unui număr de peste 200 filete diferite.

Cutia de filete constă din mai multe elemente distincte, printre care un număr de (5—8) angrenaje care asigură rapoartele de file-

Scanned with OKEN Scanner

tare pentru obţinerea unor aşa-numiţi *paşi de bază*, de exemplu

3,25—3,5—4—4,5—4,75—5—5,5—6,

care apoi, cu ajutorul unei cutii de multiplicare şi înjumătăţire, pentru un acelaşi pas de bază se pot obţine multiplii şi submultiplii săi.

De exemplu, pentru $P_E = 4$ mm, se obţin următorii paşi:

0,25—0,5—1—2—4—8—16—32.

Aceleaşi mărimi pot intra ca număr de paşi pe ţol, ca module sau diametral pitch, asigurînd obţinerea filetelor respective.

În afara acestora mai există rapoarte de transmitere fixe pentru valorile π şi 25,4. Prin dirijarea convenabilă a fluxului cinematic, cu ajutorul cuplajelor manevrate din exteriorul cutiei de filete, aceasta poate cuprinde rapoartele de transmitere corespunzătoare realizării raportului de filetare.

Fig. 6.20 reprezintă schema structurală a unei cutii de filete, în care i_M reprezintă rapoartele de transmitere ale cutiei de multi-

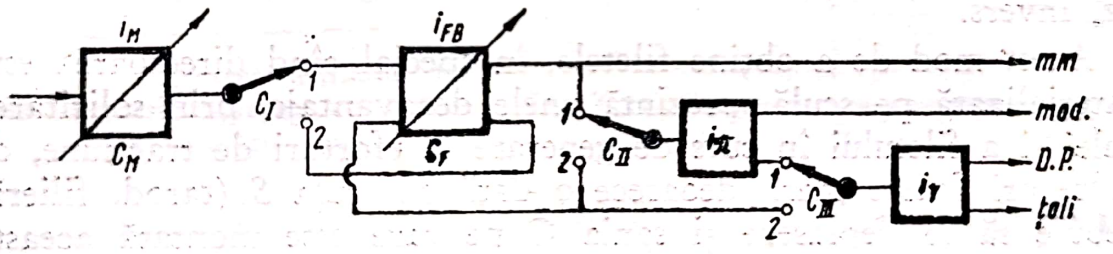


Fig. 6.20. Schema structurală a unei cutii de filetare.

plicare, i_{FB} rapoartele filetelor de bază, iar i_π şi i_T corespund rapoartelor de mărime π, respectiv 25,4.

Prin dirijarea fluxului cinematic cu ajutorul cuplajelor C_I, C_{II} şi C_{III}, se obţine la ieşire pasul corespunzător filetelor milimetrice, în ţoli, module şi diametral pitch.

6.5. FILETAREA CU DIRECTOARE MATERIALIZATĂ

Filetul ca şi canalele elicoidale pot fi obţinute la prelucrarea prin aşchiere, pe baza unei directoare elicoidale materializate direct pe sculă (tarozi, filiere, broşe) sau materializate printr-o piesă de conducere (mortezarea cu cuţit-roată a danturilor înclinate).

Scanned with OKEN Scanner

În aceste cazuri nu se poate vorbi de existența unui lanț cinematic de filetare. Realizarea procesului de așchiere implică deplasarea sculei cu viteza de așchiere pe o traiectorie circulară, în cazul tarozilor și al filierelor, și pe o traiectorie rectilinie, la broșare și prelucrarea danturilor cu cuțitul-roată.

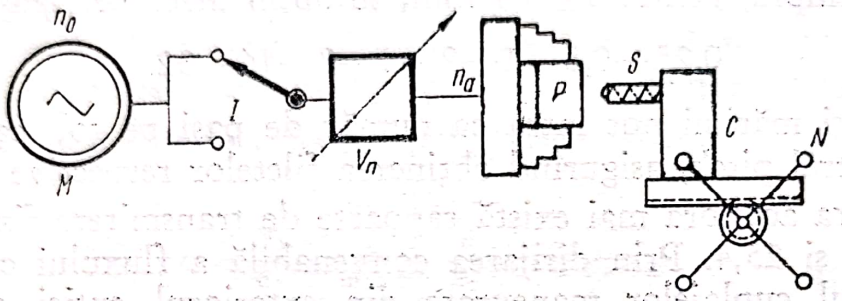


Fig. 6.21. Filetarea cu traiectorie directoare materializată (tarod sau filieră).

În primul caz, viteza de deplasare rectilinie rezultă ca funcție de viteza tangențială, prin intermediul unghiului β, iar în al doilea caz, invers.

Acest mod de a obține filetele, în special cînd directoarea este materializată pe sculă, prezintă unele dezavantaje, prin solicitarea sculei și a filetului în curs de generare la eforturi de tracțiune, de multe ori foarte mari, deoarece o dată cu scula S (tarod, filieră) trebuie să se deplaseze și sania C pe care este montată aceasta (fig. 6.21). În oarecare măsură această solicitare este micșorată prin ajutorul pe care îl dă muncitorul deplasînd sania cu ajutorul unui mecanism cu pinion-cremalieră acționat manual cu manetele N.

Operația este obositoare, iar filetul, în special cel cu pas mic, continuă să rămînă suprasolicitat. Din această cauză, la mașinile de filetat cu tarozi și filiere, existența unui lanț cinematic de filetare s-a impus (fig. 6.22), deplasarea saniei portsculă fiind realizată printr-un mecanism cu șurub-piuliță sau camă.

Lanțul cinematic de filetare se reglează cu roțile de schimb A_F și B_F, inversorul I_{II} permițînd obținerea sensului vitezei axiale v_A, funcție de sensul filetului.

Filetarea cu tarozi și filiere este necesară și pe strungurile automate sau semiautomate, ca și pe strungurile revolver, mașini care nu posedă un lanț cinematic de filetare. Din această cauză se folo-

seşte lanţul cinematic de avans (fig. 6.23) pentru deplasarea saniei portsculă. Dar mărimile s ale avansurilor nu corespund pasurilor P_E ale filetelor şi deci viteza de avans v_{av} este diferită de viteza axială v_A, ceea ce ar conduce evident la distrugerea filetului sau a sculei în timpul filetării.

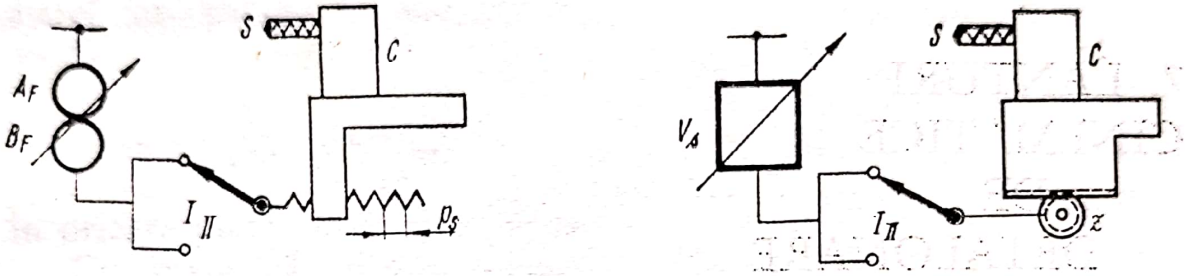


Fig. 6.23. Filetarea utilizînd lanţul cinematic de avans.

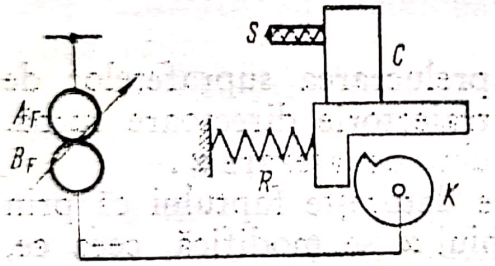


Fig. 6.22. Filetarea utilizînd un lanţ cinematic ajutător, cu şurub-piuliţă sau cu camă.

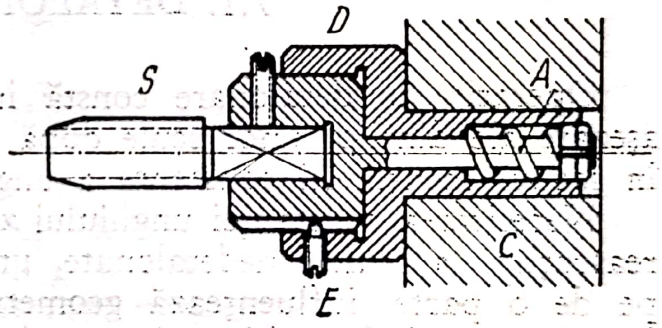


Fig. 6.24. Dispozitiv de compensare, folosit la filetare.

Pentru a elimina astfel de rezultate, se foloseşte un dispozitiv de compensare D, a cărui construcţie schematică este redată în fig. 6.24.

În timpul deplasării saniei C cu viteza de avans v_{av}, scula S, prin înşurubare în piesă, se deplasează axial cu viteza v_A mai mare decît v_{av}. Această deplasare este posibilă, deoarece piesa de compensare D în care se află fixată scula se poate deplasa axial, datorită canalului în care intră şurubul-pană E. Un arc A asigură reîntoarcerea piesei D în poziţia iniţială la ieşirea sculei din piesa filetată.

Pentru o bună funcţionare a dispozitivului de compensare, este necesar ca viteza de avans v_{av} să difere cît mai puţin de viteza axială v_A, fiind însă mai mică decît aceasta. Altfel spus, este necesar ca avansul s, dat în mm/rot, să fie ceva mai mic decît pasul filetului.

7. LANŢURI CINEMATICE DE DETALONARE

7.1. DETALONAREA

Operaţia de detalonare constă în prelucrarea suprafeţelor de aşezare ale dinţilor unor scule după o traiectorie directoare curbă, în scopul menţinerii constante a unghiului de aşezare α.

Necesitatea constanţei unghiului α se datoreşte faptului că prin reascuţire, la sculele nedetalonate, unghiul α se modifică, ceea ce, pe de o parte, influenţează geometria părţii aşchietoare, şi deci însuşi procesul de aşchiere, iar pe de altă parte se modifică forma muchiei aşchietoare, denaturînd forma suprafeţei prelucrate.

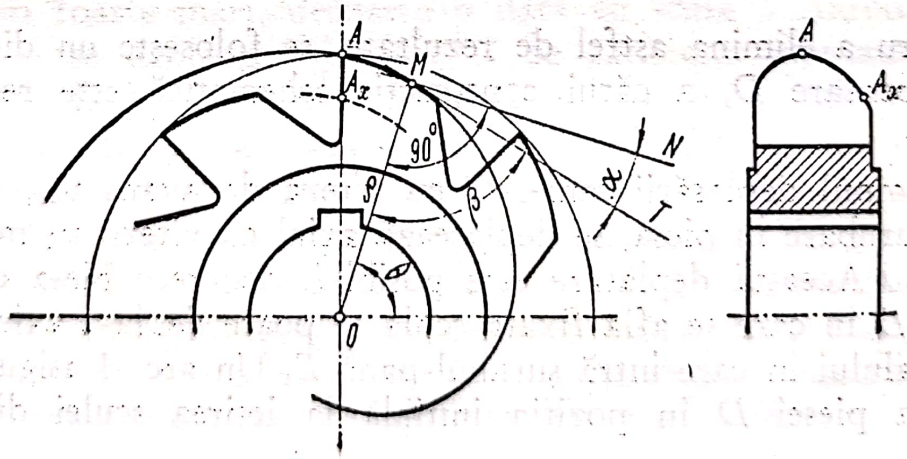


Fig. 7.1. Spirala logaritmică.

Menţinerea constantă a unghiului α implică utilizarea, ca curbă directoare, a *spiralei logaritmice*, care se bucură de proprietatea că tangenta sa face cu normala la raza vectoare un unghi α constant (fig. 7.1).

Scanned with OKEN Scanner

Ecuaţia spiralei logaritmice fiind

$$\rho = ae^{m\theta},$$

tangenta trigonometrică a ei este

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\rho d\theta}{d\rho} = \frac{1}{m},$$

astfel că tangenta unghiului α va fi

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = m = \text{Ct},$$

în oricare punct al acestei spirale.

Cu toate că spirala logaritmică satisface condiţia menţinerii constante a unghiului α, ea nu este utilizată în detalonare din două cauze:

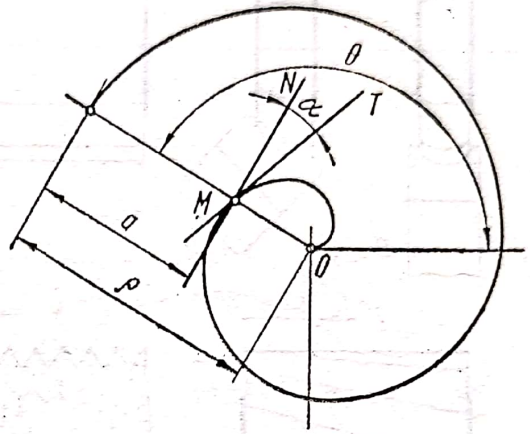


Fig. 7.2. Spirală arhimedică.

— dificultatea realizării tehnice a acestei traiectorii şi

— variaţia unghiului α în lungul profilului generator.

Cea de-a doua cauză se explică prin faptul că traiectoria unui punct oarecare A_x al profilului generator, este o curbă echidistantă de spirala logaritmică, trecînd prin punctul A curbă care nu mai posedă proprietatea menţinerii constante a unghiului α.

Datorită în special primei cauze se foloseşte ca directoare *spirala arhimedică*, uşor realizabilă din punct de vedere tehnic (fig. 7.2).

Ecuaţia acestei spirale

$$\rho = a\theta$$

are ca expresie a tangentei unghiului

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{d\rho}{\rho d\theta} = \frac{1}{\theta},$$

deci unghiul α este variabil, în sensul că, la micşorarea unghiului θ, unghiul α creşte. În anumite limite, această variaţie a lui α este admisibilă, avînd în vedere posibilităţile tehnice de realizare a traiectoriei spirale arhimedice.

Detalonarea se aplică unui foarte variat tip de scule (fig. 7.3), fiind realizată prin strunjire sau rectificare.

Profilul generator poate fi materializat prin muchia aşchietoare (fig. 7.3, *a*, *b*, *e*, *h*) sau obţinut cinematic (fig. 7.3, *c*, *d*, *f*, *i*), caz în care operaţia este denumită *detalonare cu avans*.

La detalonarea frezelor profilate, această operație poate fi făcută radial (fig. 7.3, *a*, *c*, *d*, *e*) sau înclinată în raport cu axa de rotație (fig. 7.3, *b*, *f*), denumită *detalonare oblică*. În unele cazuri, detalonarea poate fi și axială sau *frontală* (fig. 7.3, *g*).

Detalonarea sculelor de filetat (fig. 7.3, *e*, *h*) și a frezelor melc conduce la *detalonarea* pe *elice*.

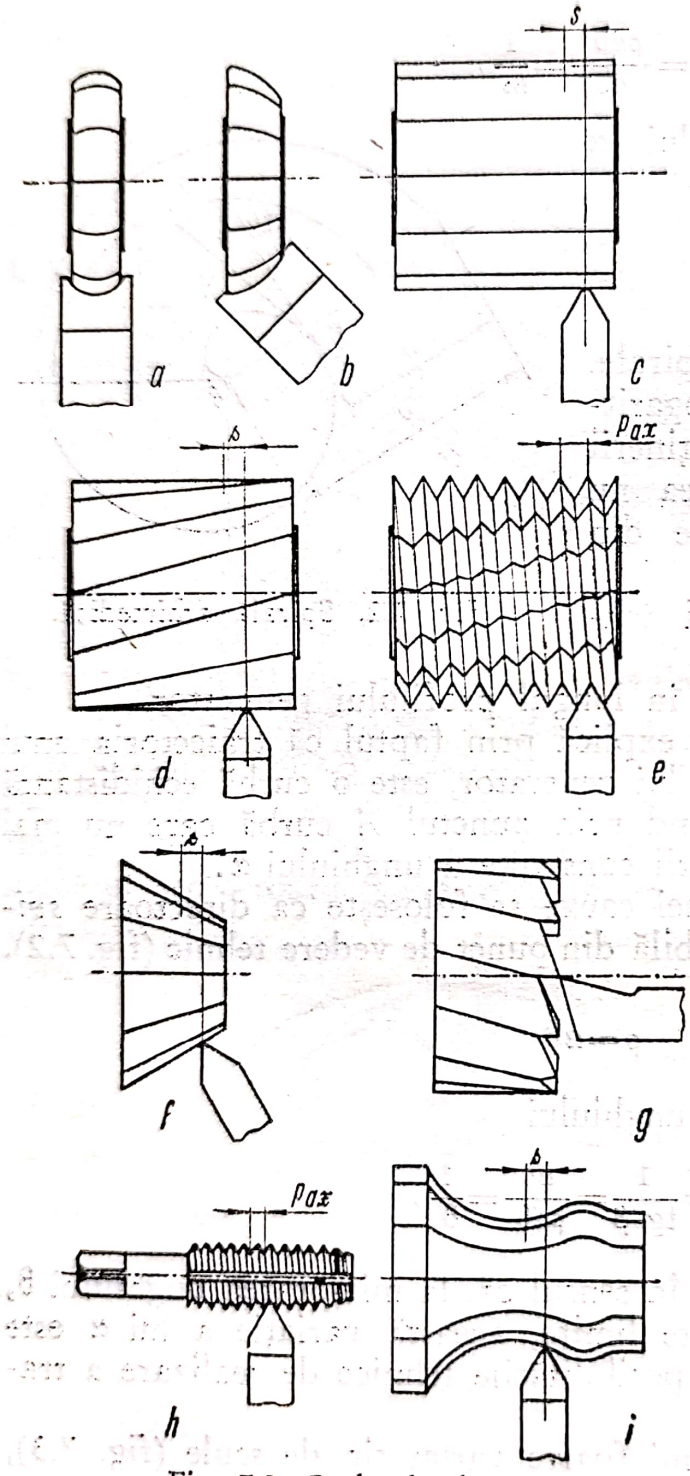


Fig. 7.3. Scule detalonate.

7.2. GEOMETRIA CURBELOR DE DETALONARE

Datorită diferitelor moduri de detalonare, traiectoria directoare diferă în majoritatea cazurilor de la forma de spirală arhimedică. Ca urmare, cu atît mai mult premisa menținerii constante a unghiului α nu poate fi realizată. Totuși, detalonarea asigură o variație mult mai mică a acestui unghi și deci o deformare mult mai mică a profilului generator, ca urmare a ascuțirii repetate a sculelor detalonate.

a. **Detalonarea radială.** Traiectoria directoare în detalonarea radială este o spirală arhimedică, (fig. 7.4) obținută pe cale cinematică prin combinarea unei mișcări de translație cu una de rotație, ambele fiind uniforme.

Ecuaţia ei este

$$\rho = a \frac{\theta^\circ}{360},$$

în care a este mărimea razei vectoare după o rotaţie completă ($\theta^\circ = 360^\circ$), deci a este *pasul* P_S al spiralei arhimedice.

Mărimea unghiului α este dată de una din expresiile

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{360^\circ}{\theta^\circ} = \frac{P_S}{\rho}.$$

Din punctul de vedere al detalonării sînt cunoscuţi doi parametri: mărimea unghiului α şi raza $\rho = r_0$ a sculei supuse detalonării. Ca urmare, pasul spiralei arhimedice va fi

$$P_S = r_0 \operatorname{tg}\alpha,$$

iar mărimea unghiului θ°,

$$\theta^\circ = 360 \frac{r_0}{P_S}:$$

partea întreagă a rezultatului obţinut cu această expresie reprezintă numărul de rotaţii complete ale spiralei.

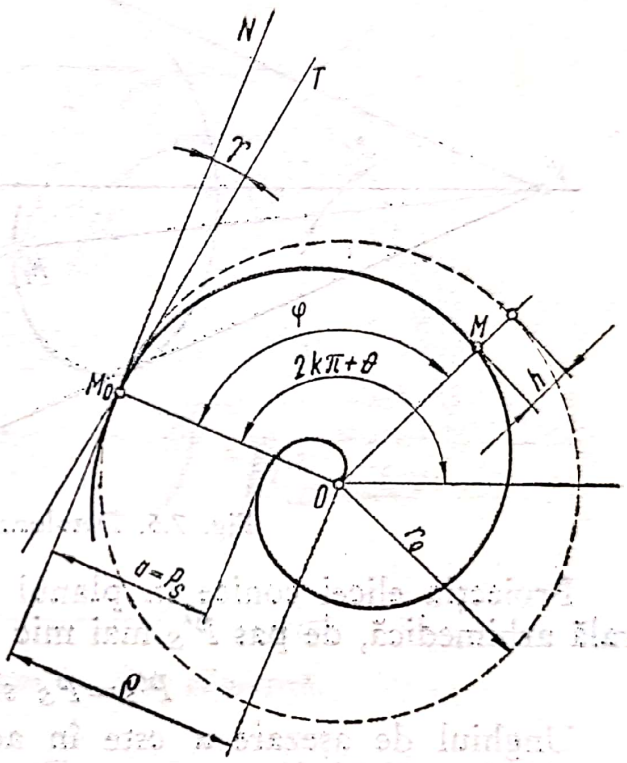


Fig. 7.4. Detalonare radială (spirală arhimedică).

Mărimea h pentru unghiul φ în raport cu punctul M_0 de pe cercul de rază r_0 se determină ca diferenţa dintre razele r_0 şi ρ_M:

$$h = r_0 - \rho_M$$

$$\rho_M = P_S \frac{\theta - \varphi}{360}.$$

Înlocuind pe θ° cu expresia sa precedentă, rezultă

$$h = P_S \frac{\varphi}{360^\circ}.$$

b. **Detalonarea oblică şi frontală.** La detalonarea oblică, deplasarea radială se face sub un unghi φ în raport cu planul de rotaţie (fig. 7.5), ceea ce transformă traiectoria directoare din spirală arhi-

medică într-o elice conică avînd semiunghiul δ al vîrfului egal cu $90°—\varphi$ şi pasul P_E al elicei conice egal cu pasul P_S al spiralei conice.

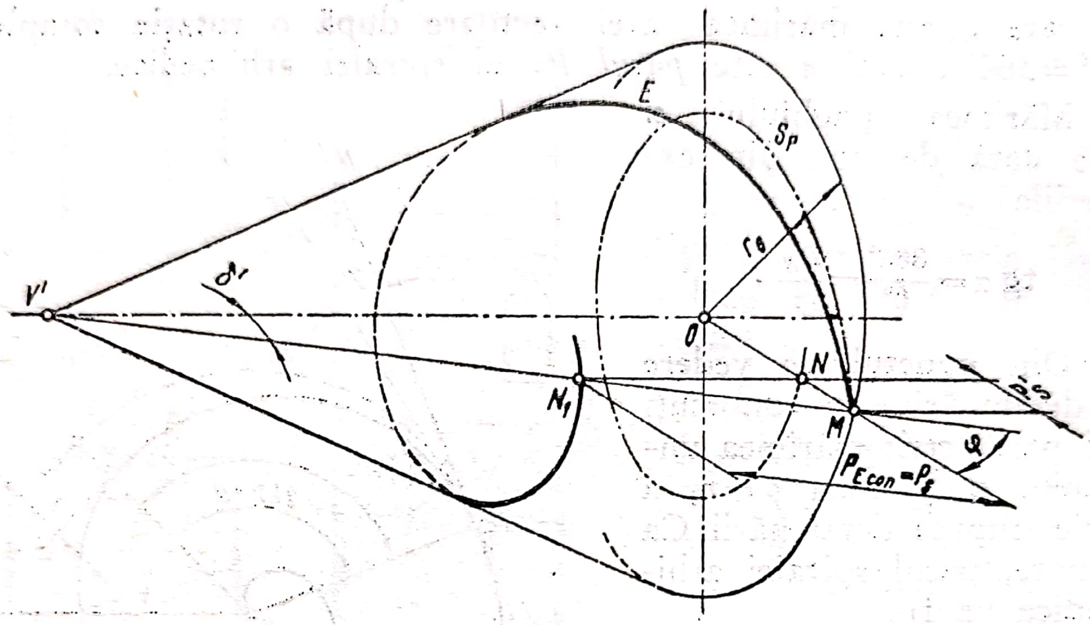


Fig. 7.5. Detalonarea oblică.

Proiecţia elicei conice în planul cercului de rază r_0 este o spirală arhimedică, de pas P'_S mai mic decît P_S:

$$P'_S = P_S \sin\delta.$$

Unghiul de aşezare α este în acest caz egal cu unghiul α' al spiralei de pas P'_S,

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{P'_S}{\rho} = \frac{P_S}{\rho}\sin\delta = \operatorname{tg}\alpha\sin\delta = \operatorname{tg}\alpha\cos\varphi,$$

şi pentru un punct M este cu atît mai mic, cu cît înclinarea φ sub care se efectuează detalonarea oblică este mai mare.

La limita $\varphi = 90°$, traiectoria directoare se transformă într-o elice cilindrică. Spirala din planul normal pe axă devine un cerc de rază r_0. Unghiul α este nul.

Acest caz al detalonării este denumit detalonare *frontală* sau *axială* (fig. 7.3, *g*) şi se utilizează la detalonarea sculelor cu dinţi frontali.

Traiectoria directoare fiind o elice, unghiul α de aşezare corespunde unghiului γ al elicei cilindrice (fig. 6.3), deci

$$\alpha = \gamma = 90 — \beta$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{P_E}{2\pi r_0}.$$

Scanned with OKEN Scanner

Tăişul sculei fiind dispus radial, se constată că unghiul creşte cînd r_0 scade, deci creşte de la periferie spre axa sculei.

c. **Detalonarea pe elice.** Detalonarea sculelor de filetat (fig. 7.3, *h*) şi a frezelor melc (fig. 7.3, *e*) se face pe traiectoria elicoidală a

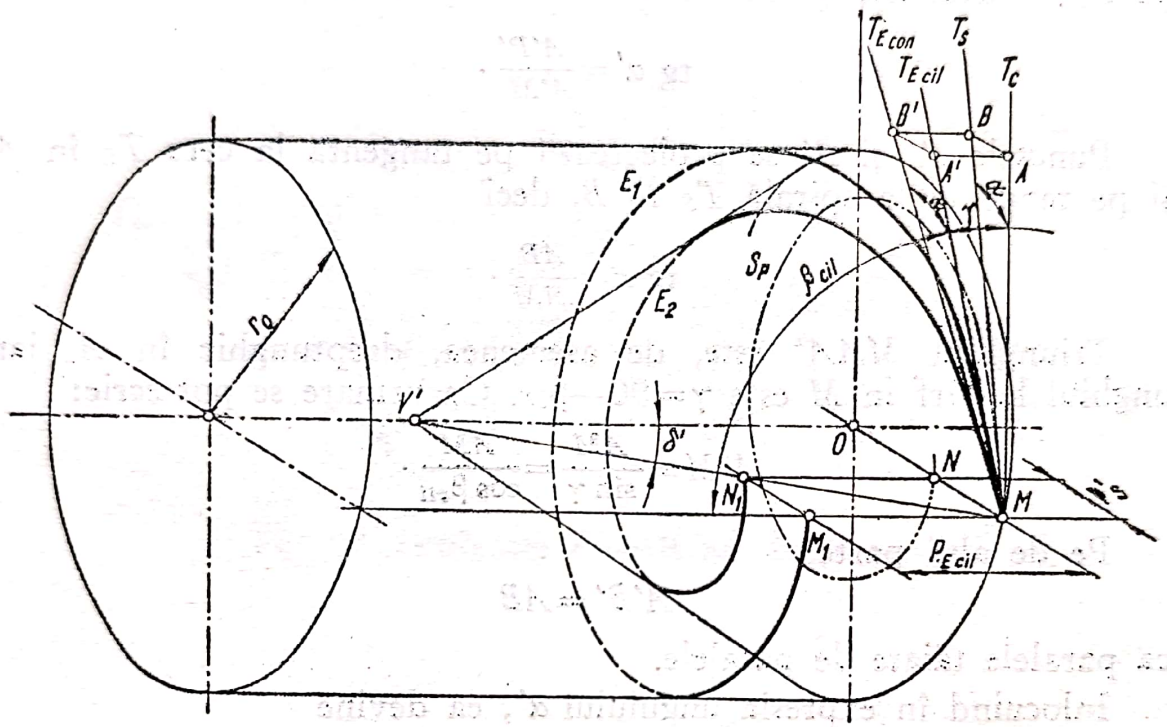


Fig. 7.6. Detalonarea pe elice cilindrică.

acestora, astfel încît traiectoria directoare de detalonare se transformă din spirală arhimedică într-o elice conică (fig. 7.6).

Detalonarea făcîndu-se pe direcţie radială, după o rotaţie a piesei, vîrful M al sculei de detalonare ajunge în N_1, descriind în timpul rotaţiei elicea conică E_2 pe un con avînd semiunghiul vîrfului δ'.

Din triunghiul MNN_1, rezultă că

$$\operatorname{tg}\delta' = \frac{P_S}{P_E}.$$

Elicea conică E_2 are pasul axial egal cu pasul P_E al elicei cilindrice E_1, astfel că pasul directoarei conice de mărime MN_1 va fi

$$P_{E\,con} = \frac{P_{E\,cil}}{\sin\delta'}.$$

În planul normal pe axa cilindrului, elicea conică se proiectează sub formă de spirală arhimedică, avînd parametrii iniţiali.

Unghiul de așezare în procesul de lucru al sculei este α, cuprins între tangenta la elicea conică $T_{E\,con}$ și tangenta la elicea cilindrică $T_{E\,cil}$.

Punctul A' de pe tangenta $T_{E\,cil}$ este proiecția punctului B' de pe $T_{E\,con}$, deci triunghiul $MA'B'$ este drept în A', astfel că

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{A'B'}{A'M}.$$

Punctele A' și B' se proiectează pe tangenta la cerc T_C în A și pe tangenta la spirală T_S în B, deci

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{AB}{AM}.$$

Triunghiul MAA' este, de asemenea, dreptunghic în A, iar unghiul la vîrf în M este $\gamma = 90 - \beta_{cil}$. Ca urmare se pot scrie:

$$A'M = \frac{AM}{\sin\gamma} = \frac{AM}{\cos\beta_{cil}}.$$

Pe de altă parte,

$$A'B' = AB$$

ca paralele tăiate de paralele.

Înlocuind în expresia unghiului α', ea devine

$$\operatorname{tg}\alpha' = \frac{AB}{AM}\sin\beta_{cil},$$

sau încă ținînd seama de expresia $\operatorname{tg}\alpha$,

$$\operatorname{tg}\alpha' = \operatorname{tg}\alpha \sin\beta_{ci}.$$

Deci unghiul de așezare α' este mai mic decît α, datorită înclinării β a elicei cilindrice.

Detalonarea filetului conic poate fi făcută în două moduri: normal pe generatoare (fig. 7.7) sau normal pe axă (fig. 7.8).

În primul caz, după o rotație, scula cu care se detalonează parcurge în planul axial distanța M_1N_1 normală pe generatoarea MV a conului.

Directoarea este o elice conică, pe un con avînd semiunghiul vîrfului δ' dat de expresia

$$\delta' = \delta + \varepsilon,$$

în care ε este determinat prin

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{P_S}{P_E}.$$

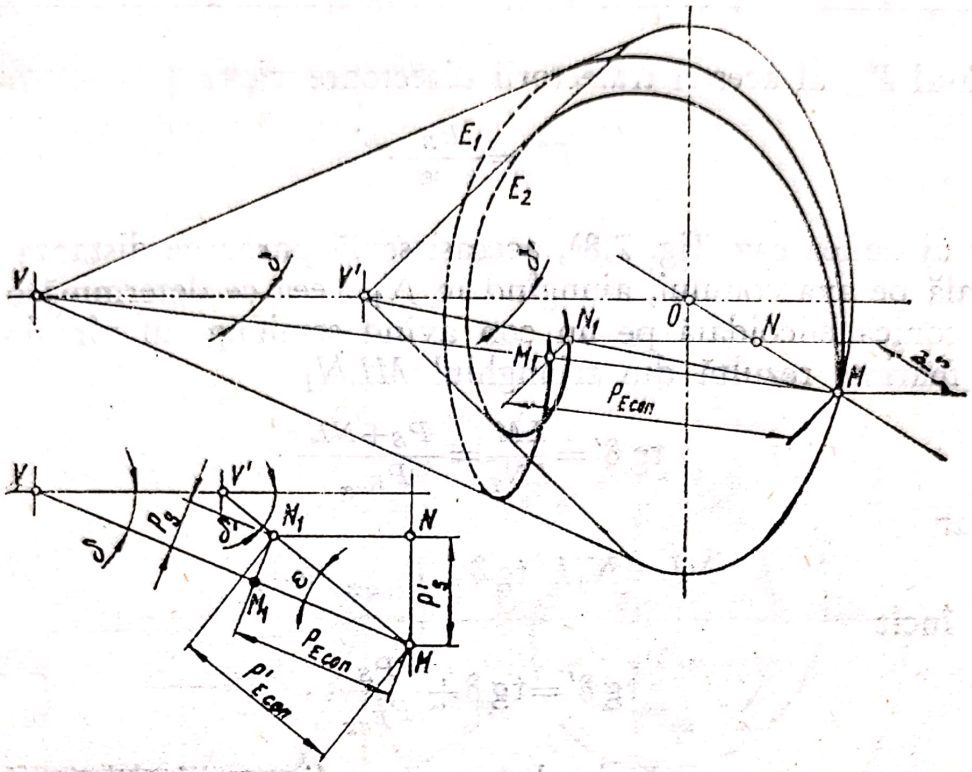


Fig. 7.7. Detalonare normală pe elice conică.

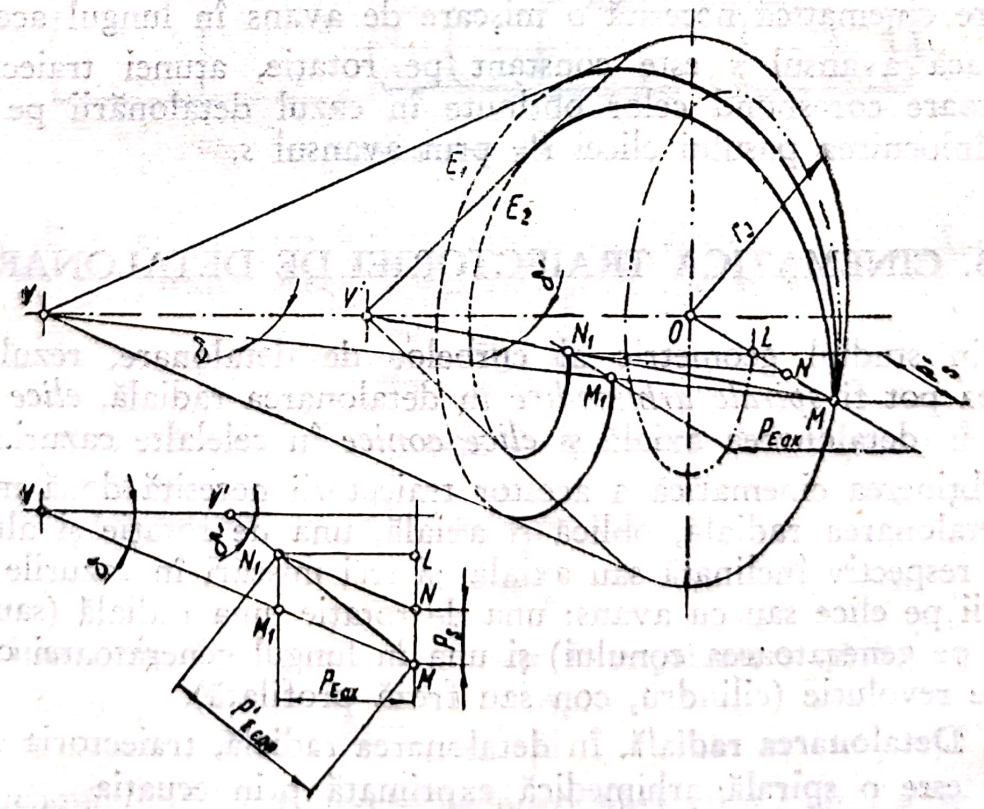


Fig. 7.8. Detalonare radială pe elice conică.

Scanned with OKEN Scanner

Pasul P'_E al acestei traiectorii directoare va fi

$$P'_E = \frac{P_E}{\cos\varepsilon}.$$

În al doilea caz (fig. 7.8), aceeaşi sculă parcurge distanţa M_1N_1, normală pe axa conului, ajungînd în N_1, ceea ce determină o directoare conică elicoidală pe un con avînd semiunghiul vîrfului δ', a cărui mărime rezultă din triunghiul MLN_1

$$\operatorname{tg}\delta' = \frac{LM}{LN_1} = \frac{P_S + NL}{P_{E_{ax}}}.$$

Dar

$$NL = N_1L \operatorname{tg}\delta = P_{E_{ax}} \operatorname{tg}\delta,$$

astfel încît

$$\operatorname{tg}\delta' = \operatorname{tg}\delta + \frac{P_S}{P_{E_{ax}}}.$$

Se poate remarca că detalonarea pe elicea cilindrică (fig. 7.6) este cazul particular al detalonării pe elicea conică, pentru $\delta = 0$.

d. **Detalonarea cu avans.** Detalonarea unor scule cilindrice (fig. 7.3, *c*, *d*), conice (fig. 7,3, *f*) sau profilate (fig. 7.3, *i*) cu generatoare cinematică necesită o mişcare de avans în lungul acestora.

Dacă avansul s este constant pe rotaţie, atunci traiectoriile directoare corespund celor obţinute în cazul detalonării pe elice, prin înlocuirea pasului elicei P_E prin avansul s.

7.3. CINEMATICA TRAIECTORIEI DE DETALONARE

Din studiul geometric al curbelor de detalonare, rezultă că acestea pot fi *spirale arhimedice* în detalonarea radială, *elice cilindrice* în detalonarea axială şi *elice conice* în celelalte cazuri.

Obţinerea cinematică a acestor traiectorii necesită două mişcări în detalonarea radială, oblică şi axială, una de rotaţie şi alta radială respectiv înclinată sau axială, şi trei mişcări în cazurile detalonării pe elice sau cu avans: una de rotaţie, una radială (sau normală pe generatoarea conului) şi una în lungul generatoarei corpului de revoluţie (cilindru, con sau freză profilată).

a. **Detalonarea radială.** În detalonarea radială, traiectoria directoare este o spirală arhimedică exprimată prin ecuaţia

$$\rho = P_S\theta,$$

care derivată în raport cu timpul devine

$$\frac{d\rho}{dt} = P_S \frac{d\theta}{dt},$$

adică $v_R = P_S \omega_\rho$

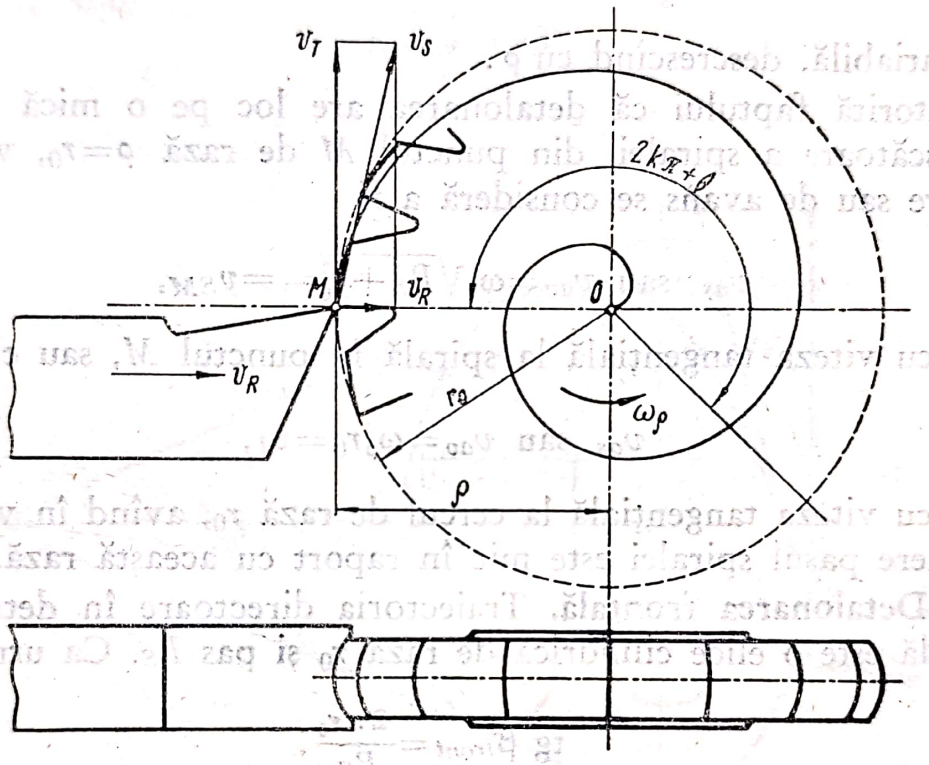


Fig. 7.9. Cinematica detalonării radiale.

şi care dă relaţia dintre viteza radială v_R, viteza unghiulară ω_ρ şi pasul P_S al spiralei. Această relaţie scrisă sub forma

$$\frac{v_R}{\omega_\rho} = P_S = \text{Ct}$$

precizează că *raportul dintre cele două viteze este constant şi egal cu pasul spiralei.*

Viteza tangenţială v_T la cercul de rază ρ va fi

$$v_T = \rho\omega_\rho ,$$

astfel încît (fig. 7.9) unghiul α poate fi exprimat şi prin

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v_R}{v_T} = \frac{P_S}{\rho},$$

care denotă o variaţie invers proporţională cu ρ; cînd ρ se micşorează, α creşte.

Viteza tangențială la spirală v_S este, din punct de vedere tehnologic, viteză de așchiere $v_{aș}$ la strunjire, și viteză de avans v_{av}, în cazul rectificării.

Mărimea sa

$$v_S = \sqrt{v_R^2 + v_T^2} = \omega_\rho \sqrt{P_S^2 + \rho^2}$$

este variabilă, descrescînd cu ρ.

Datorită faptului că detalonarea are loc pe o mică porțiune descrescătoare a spiralei, din punctul M de rază $\rho = r_0$, viteza de așchiere sau de avans se consideră a fi

$$v_{aș} \text{ sau } v_{av} = \omega_\rho \sqrt{P_S^2 + r_0^2} = = v_{SM},$$

egală cu viteza tangențială la spirală în punctul M, sau chiar

$$v_{aș} \text{ sau } v_{av} = \omega_\rho r_0 = v_T,$$

egală cu viteza tangențială la cercul de rază r_0, avînd în vedere că în genere pasul spiralei este mic în raport cu această rază.

b. **Detalonarea frontală.** Traiectoria directoare în detalonarea frontală este o elice cilindrică de rază r_0 și pas P_S. Ca urmare,

$$\operatorname{tg} \beta_{front} = \frac{2\pi r_0}{P_S},$$

viteza tangențială la această traiectorie fiind identică cu viteza tangențială la spirala arhimedică din cazul detalonării radiale

$$v_E = \omega_\rho \sqrt{P_S^2 + r_0^2}.$$

c. **Detalonarea oblică și pe elice.** Detalonarea oblică ca și detalonarea pe elicea cilindrică sau conică se face în toate cazurile pe o elice conică (fig. 7.10), avînd caracteristicile geometrice următoare:

— semiunghiul vîrfului conului δ';
— raza cercului de bază r_0;
— pasul elicei conice directoare $P'_{E\,con}$.

Proiecția elicei conice în planul conținînd cercul de rază r_0 este o spirală arhimedică de pas,

$$P'_S = P'_{E\,con} \sin \delta'.$$

Viteza tangenţială la elicea conică P_E se poate exprima prin

$$v_E = \sqrt{v_T^2 + v_G^2},$$

în care v_T este viteza tangenţială la un cerc de rază r, a cărei mărime, funcţie de distanţa axială m în raport cu planul cercului de rază r_0, este

$$r = r_0 - m \operatorname{tg} \delta'.$$

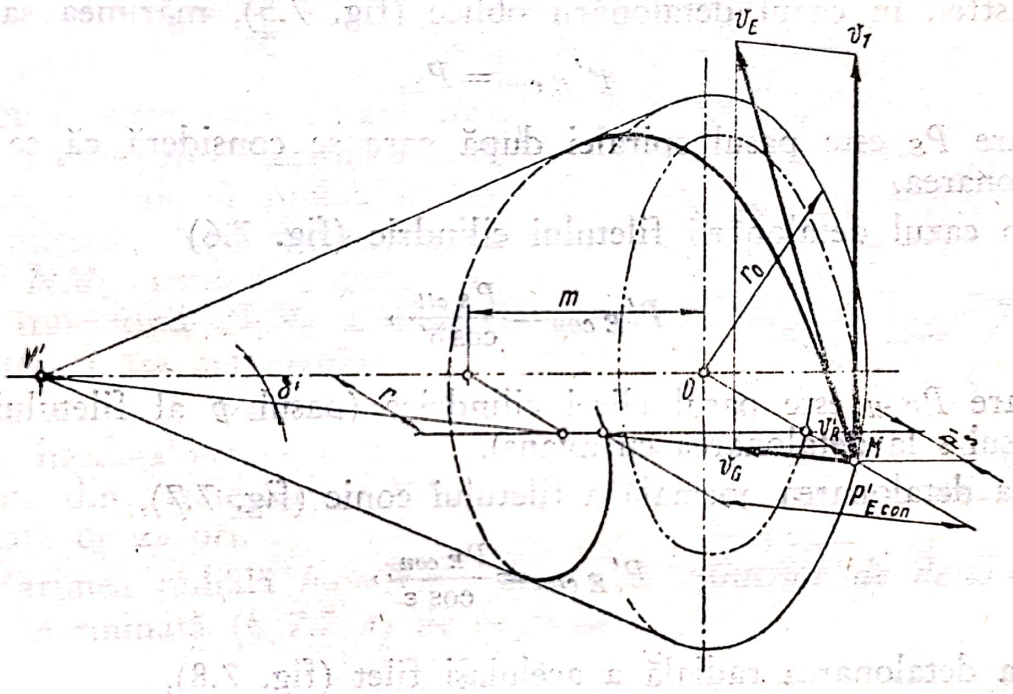


Fig. 7.10. Cinematica detalonării oblice şi pe elice.

Deci

$$v_T = \omega_p r = \omega_p (r_0 - m \operatorname{tg} \delta'),$$

v_G este viteza pe generatoarea conului, mărimea sa putînd fi scrisă

$$v_G = \frac{v'_R}{\sin \delta'},$$

în care v'_R este viteza radială necesară generării spiralei de pas P'_S.

Cum

$$v'_R = \omega_p P'_S = \omega_p P'_{E\,con} \sin \delta',$$

atunci

$$v_G = \omega_p P'_{E\,con}$$

și, ca urmare, expresia vitezei tangențiale la elicea conică este

$$v_E = \omega_\rho \sqrt{(r_0 - m \operatorname{tg} \delta')^2 + P'^2_{E\,con}}.$$

Pentru toate cele patru cazuri de detalonare (fig. 7.5···7.8) studiate, viteza tangențială la cerc v_T se exprimă identic, deci paranteza de sub radical se menține în toate aceste cazuri.

Pasul elicei pe conul director P'_{Econ} are însă pentru fiecare caz în parte altă expresie.

Astfel, în cazul detalonării oblice (fig. 7.5), mărimea sa este

$$P'_{E\,con} = P_S,$$

în care P_S este pasul spiralei după care se consideră că se face detalonarea.

În cazul detalonării filetului cilindric (fig. 7.6)

$$P'_{E\,con} = \frac{P_{E\,cil}}{\cos \delta'},$$

în care $P_{E\,cil}$ este pasul elicei cilindrice (pasul p al filetului sau avansul s la detalonarea cu avans).

La detalonarea normală a filetului conic (fig. 7.7),

$$P'_{E\,con} = \frac{P_{E\,con}}{\cos \varepsilon},$$

iar la detalonarea radială a aceluiași filet (fig. 7.8),

$$P'_{E\,con} = \frac{P_{E\,ax}}{\cos \delta'},$$

în care $P_{E\,con}$ cît și $P_{E\,ax}$ sînt fie pasul p al filetului conic, fie avansul s la detalonarea cu avans.

7.4. DIRECTOAREA DETALONĂRII SCULELOR CU z_P DINȚI

Piesele supuse detalonării fiind scule, ele au un număr oarecare de dinți z_P ale căror profile și fețe de așezare trebuie să fie identice, pentru ca, în procesul de generare al suprafeței prelucrate, acestea să obțină aceeași formă pentru fiecare ciclu tehnologic de așchiere. Din această cauză, pentru fiecare dinte al sculei, este necesară o traiectorie directoare identică.

a. **Forma teoretică.** Datorită numărului de dinți z_P al sculei supuse detalonării, traiectoria directoare, la detalonarea radială, constă dintr-un număr de arce de spirală arhimedică (fig. 7.11), identice ca formă și egal cu numărul de dinți. Mărimea MN a acestora este determinată de pasul unghiular γ_p al danturii

$$\gamma_p = \frac{360°}{z_P}.$$

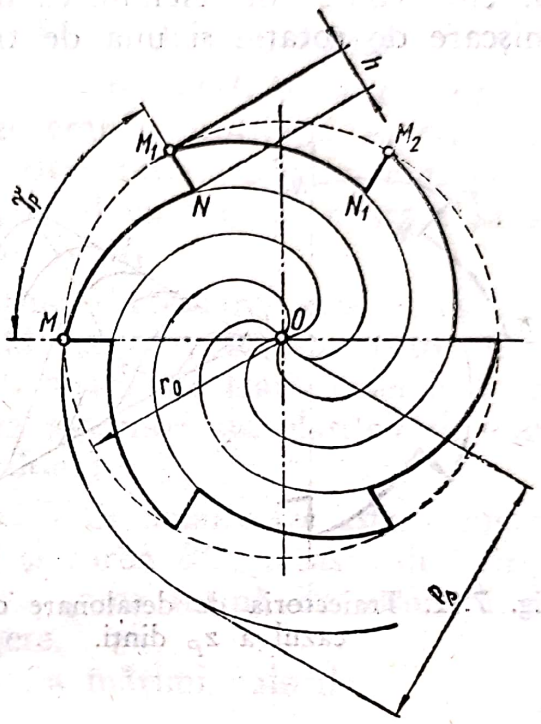


Fig. 7.11. Traiectoria de detalonare radială în cazul a z_P dinți.

Scula, care face detalonarea, după parcurgerea acestui arc de spirală, trebuie să revină în poziția inițială, după traiectoria radială NM_1, pentru a putea urmări traiectoria M_1N_1 a dintelui următor și așa mai departe.

Ca urmare, traiectoria directoare, în detalonarea radială, va consta din traiectoria MNM_1, repetată de z_P ori.

Mărimea radială $h_P = NM_1$, denumită *adîncime de detalonare*, este determinată (§ 7.2, *a*) de expresia

$$h_P = P_S \frac{\varphi}{360°},$$

în care $\varphi = \gamma_P$, astfel că

$$h_P = \frac{P_S}{z_P}.$$

În cazul detalonării oblice (fig. 7.12), traiectoria directoare este compusă din arcul de elice conică MN și dreapta NM_1 conținută în planul axial care trece prin vîrful M_1 al dintelui următor.

Detalonarea pe elicea cilindrică conduce la traiectorii directoare (fig. 7.13), formate din arce de elice conice legate între ele prin drepte. Vîrfurile M, M', M'' se află pe o dreaptă sau pe o elice, după cum dantura sculei supuse detalonării este dreaptă sau înclinată.

b. **Forma reală.** Realizarea cinematică a traiectoriei directoare de forma MNM_1 (fig. 7.14), formată din arcul de spirală MN (sau de elice conică în celelalte cazuri) și din dreapta NM_1, necesită o mișcare de rotație și una de translație cu sensul spre axa piesei,

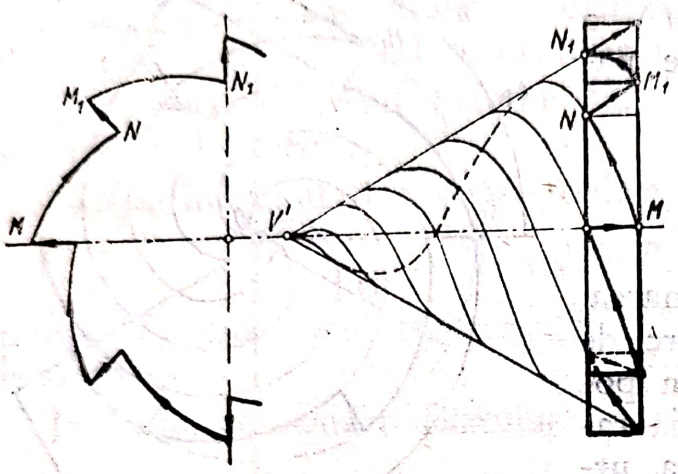


Fig. 7.12. Traiectoria de detalonare oblică în cazul a z_P dinți.

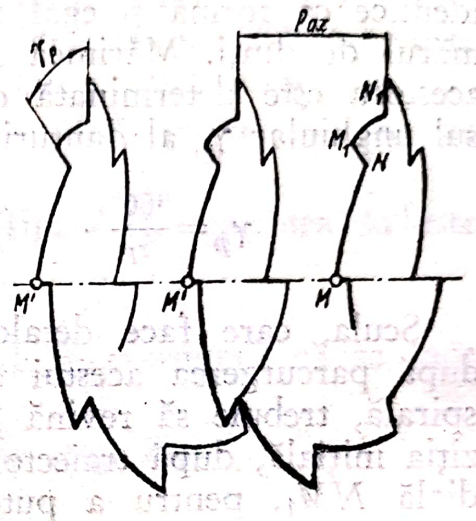


Fig. 7.13. Traiectoria de detalonare pe elice în cazul a z_P dinți.

supusă detalonării pentru obținerea arcului de spirală MN, după care urmează o mișcare de translație radială în sens invers pe porțiunea NM_1, fază în care mișcarea de rotație ar trebui să fie nulă.

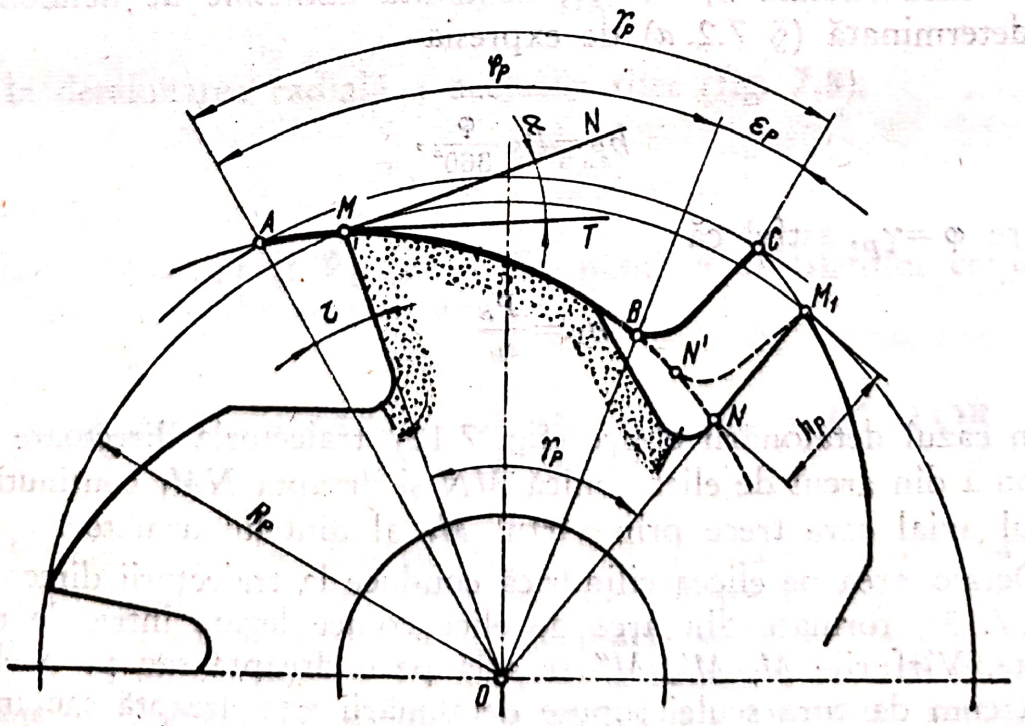


Fig. 7.14. Traiectoria reală la detalonarea radială.

Întrucît mișcarea de rotație este cea care determină pe traiectoria directoare fie viteza de așchiere (strunjire), fie viteza de avans (rectificare), ea impune o viteză de rotație a piesei, care este relativ mare pentru a permite retragerea sculei pe direcția radială.

Pe de altă parte, cum porțiunea rectilinie NM_1 a traiectoriei directoare nu este necesitată de generarea profilului dintelui, ci determinată de aducerea sculei în poziția inițială pentru reînceperea detalonării dintelui următor, este posibil ca această mișcare să se efectueze după o traiectorie oarecare $N'M_1$.

În afara acestei modificări a formei directoarei, este necesar ca ea să înceapă dintr-un punct A al spiralei, corespunzător unui unghi τ, pentru a elimina unele deformații ale traiectoriei la începutul generării ei, posibilă din cauza jocurilor sau elasticității unor organe din lanțul cinematic de detalonare.

Din aceste cauze, directoarea reală în detalonare este formată din arcul de spirală arhimedică AB și curba BC, aceasta din urmă pe mărimea unghiului de rotație ε_P, și ca formă determinată de legea de variație a vitezei de retragere.

Cele două unghiuri la centru au ca mărimi valorile

$$\tau = 1 \cdots 2^\circ \text{ și } \varepsilon_P = \left(\frac{1}{4} \cdots \frac{1}{8}\right)\gamma_P.$$

Adîncimea detalonării în C are aceeași mărime ca și M_1N, adică

$$h_P = \frac{2\pi r_0}{z_P} \operatorname{tg} \alpha,$$

deoarece acestea sînt segmente de rază vectoare determinate de două spirale arhimedice identice, deci echidistante radial.

7.5. FRECVENȚA REPETĂRII TRAIECTORIEI DIRECTOARE

La detalonarea radială, oblică sau frontală, traiectoria directoare repetîndu-se pentru fiecare dinte o singură dată, pentru numărul total de dinți z_P ai piesei va trebui să fie repetată de același număr de z_P ori pentru o rotație.

În timpul operației de detalonare, turația piesei fiind n_P, frecvența f_P a repetării directoarei pe minut va fi

$$f_P = z_P n_P.$$

Scanned with OKEN Scanner

În cazul detalonării pe elice (freze, tarozi etc.), frecvența repetării directoarei depinde și de unghiul de înclinare al canalelor care determină golurile dintre dinți.

Aceste canale (fig. 7.15) fac parte din elicele E_2 de pas P_{E2} care taie elicele E_1 ale filetului sub un unghi φ, făcînd cu generatoarea

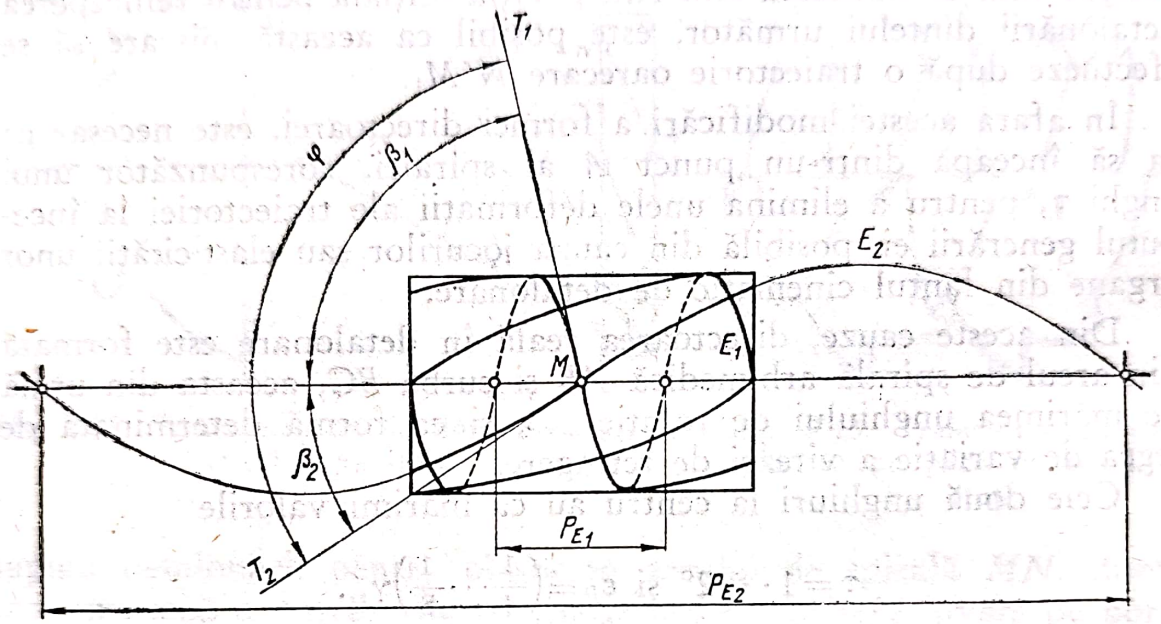


Fig. 7.15. Detalonarea pe elice.

cilindrului unghiul β_2. Mărimea unghiului φ este, de obicei, egală cu 90°, astfel că tangentele T_1 și T_2 la cele două elice în punctul M de intersecție sînt normale și deci $\beta_2 = 90° - \beta_1$.

În unele cazuri, unghiul φ poate fi diferit de 90°; astfel, dacă $\varphi = \beta_1$, atunci $\beta_2 = 0$ și elicea E_2 devine o dreaptă, generatoarea cilindrului sau a conului pe care se află elicea E_1.

Funcție de acest caz particular $\varphi = \beta_1$, se poate constata că pentru $\varphi > \beta_1$, elicea E_2 are sensul de rotație invers sensului elicei E_1, iar pentru $\varphi < \beta_1$, elicea E_2 are același sens ca și al elicei E_1.

Se va considera cazul în care $\varphi > \beta_1$, deci $\beta_2 > 0$ (fig. 7.16). Elicea E_2, reprezentată parțial prin arcul MKL, corespunde unuia din cele z_P canale de eliminare a așchiilor, iar elicea E_1, uneia din cele z_P directoare elicoidale ale dinților.

În timpul detalonării, piesa se rotește în sensul ω, cuțitul urmărind elicea E_1 de pas P_{E1} (pasul filetului). După o rotație completă, cuțitul de detalonat se va afla în N, distanța MN fiind egală cu pasul filetului P_{E1}. El va trece peste un număr de dinți mai mare decît z_P, deoarece, în momentul în care el se afla în K', reîntîlnea

același canal E_2, ceea ce înseamnă că pe distanța MK' a întîlnit toate cele z_P elice ale danturii.

Ca urmare, pe porțiunea $K'N$, va mai întîlni un număr z_x de elice, piesa rotindu-se în acest timp de unghiul ψ, pentru a completa o rotație întreagă.

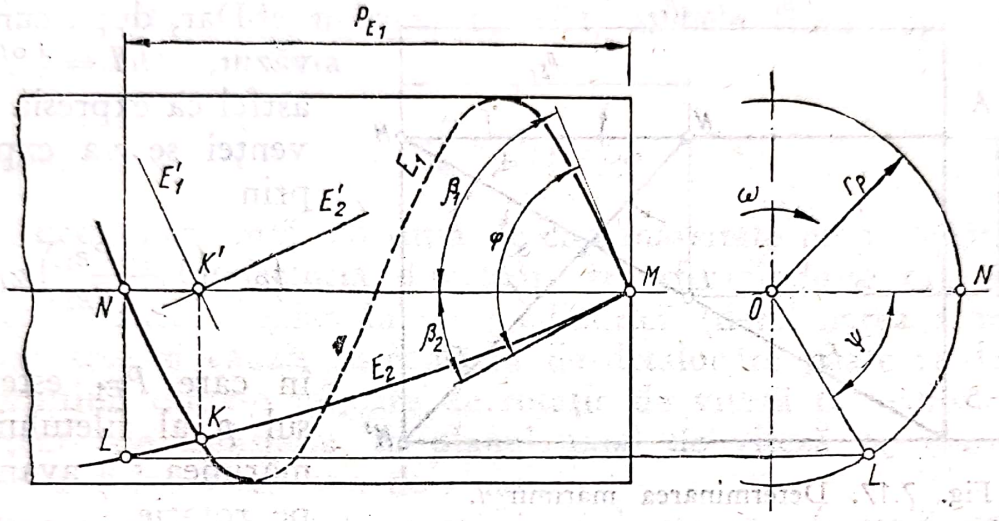


Fig. 7.16. Determinarea frecvenței la detalonarea pe elice.

Mărimea unghiului ψ rezultă din proporționalitatea arcelor de cerc de rază r_P. Notînd prin l arcul de cerc NL corespunzător unghiului ψ și prin L lungimea cercului:

$$\frac{l}{L}=\frac{\psi}{2\pi}=\frac{\psi^\circ}{360^\circ}.$$

Ținînd seama că această proporționalitate se menține și între numerele de dinți z_x și z_P corespunzătoare celor două unghiuri:

$$\frac{z_x}{z_P}=\frac{\psi^\circ}{360^\circ};$$

rezultă

$$z_x=\frac{\psi^\circ}{360}z_P,$$

astfel că, pentru o rotație a piesei, directoarea detalonării se va repeta de z_P+z_x ori, frecvența pe minut a repetării ei fiind

$$f_P=(z_P+z_x)n_P,$$

adică:

$$f_P=\left(1+\frac{\psi^\circ}{360^\circ}\right)z_Pn_P.$$

Mărimea unghiului $\psi°$ se poate deduce din fig. 7.17, care reprezintă cilindrul desfășurat după generatoarea MN. Din triunghiurile MAB și MNL rezultă

$$\frac{l}{L}=\frac{P_{E1}}{P_{E2}}.$$

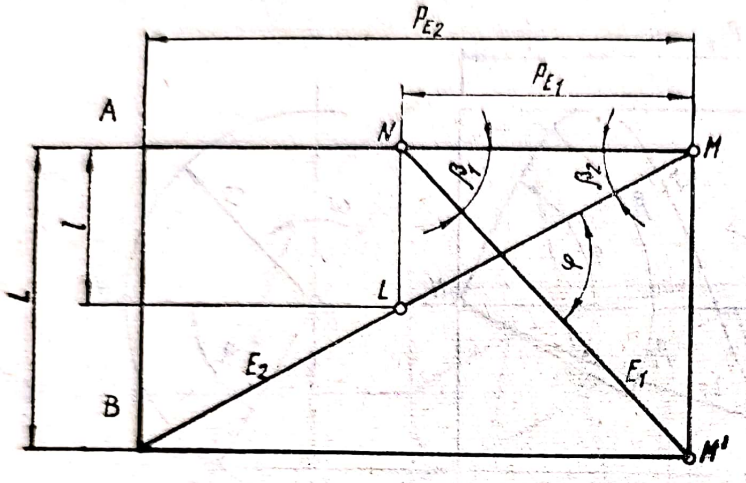


Fig. 7.17. Determinarea mărimii l.

Dar, după cum s-a văzut, $l/L=\psi°/360°$, astfel că expresia frecvenței se va exprima prin

$$f_P=\left(1+\frac{P_{E1}}{P_{E2}}\right)z_P n_P,$$

în care P_{E1} este pasul p al filetului sau mărimea s a avansului pe rotație.

Pentru cazul $\varphi<\beta_1$, deci β_2 de același sens cu β_1, un raționament analog duce la același rezultat.

Cazul particular $\beta_2=0$ al dinților drepți (canale paralele axei) corespunde cazului în care $P_{E2}=\infty$, deoarece tg β_2 este în acest caz egală cu zero. Ca urmare $P_{E1}/P_{E2}=0$, iar frecvența este egală cu produsul $z_P n_P$.

7.6. STRUCTURA LANȚULUI CINEMATIC DE DETALONARE

Din analiza geometrică și cinematică a formei directoare de detalonare, rezultă că lanțul cinematic de detalonare trebuie să realizeze:

α — mișcarea pe o spirală arhimedică, cu o viteză egală sau aproximativ egală cu viteza de așchiere v_{as} la strunjire, și cu viteza de avans v_{av} la rectificare;

β — mișcarea de înapoiere cu o viteză determinată de viteza unghiulară ω_P a piesei în detalonare și de unghiul ε_P admisibil;

γ — frecvența repetării celor două mișcări de mai sus, funcție de numărul de dinți detalonați pe rotație.

Mișcările pe care le asigură lanțul cinematic de detalonare trebuie să se suprapună celor realizate de:

— lanțul cinematic de filetare, la detalonarea filetelor;

— lanțul cinematic de avans, la detalonarea cu avans.

a. **Structură. Ecuația de transfer. Reglare.** Din punct de vedere cinematic, traiectoria spirală arhimedică rezultă din compunerea unei mișcări de rotație de mărime $\omega_p = Ct$ cu a unei mișcări de translație radială de mărime $v_R = Ct$, ambele fiind coplanare și condiționate prin relația

$$\frac{v_R}{\omega_p} = P_S.$$

În detalonare însă, condiția de coplanareitate nu se menține în toate cazurile, traiectoria directoare transformîndu-se din spirală în elice conică și chiar în elice cilindrică (detalonarea frontală).

Din această cauză, directoarea de detalonare poate fi definită ca rezultînd dintr-o mișcare de rotație de viteză ω constantă și o mișcare de translație, în planul axial de viteză v_G constantă, făcînd unghiul δ' cu axa de rotație.

Pentru cazurile particulare $\delta' = 90°$, $v_G = v_R$ (spirală arhimedică) și pentru $\delta' = 0°$, $v_G = v_A$ (elice cilindrică).

Funcțiunea lanțului cinematic de detalonare este aproape identică cu a lanțului cinematic de filetare, deoarece el trebuie să asigure obținerea unei viteze tangențiale v_T, pe o traiectorie circulară de rază r, însă variabilă în toate cazurile, și o viteză v_G în planul axial, constantă însă după direcții δ' diferite.

Ca și în cazul lanțului cinematic de filetare, viteza tangențială la directoarea spirală

$$v_S = \sqrt{v_T^2 + v_G^2}$$

poate fi o viteză de așchiere $v_{aș}$ sau de avans v_{av} și, ca și la filetare, aceste viteze se consideră aproximativ egale cu viteza v_T.

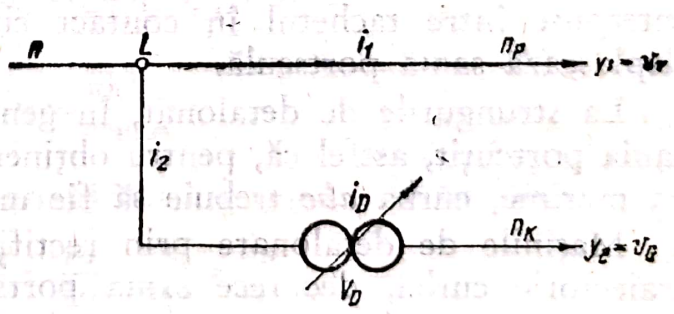


Fig. 7.18. Lanțul cinematic de detalonare.

Din aceste cauze, lanțul cinematic de detalonare constă ca și lanțul cinematic de filetare dintr-o porțiune a lanțului cinematic principal sau de avans, legată în paralel cu un lanț cinematic, care să asigure mișcarea rectilinie

cu viteza v_G (fig. 7.18), reglabilă de la caz la caz cu ajutorul unui mecanism V_D funcție de v_T, de care depinde prin relația

$$\frac{v_G}{v_T} = \text{tg } \alpha.$$

Mișcarea rectilinie cu viteza v_G ar putea fi realizată cu oricare dintre mecanismele folosite în acest scop în lanțul cinematic de filetare, însă datorită periodicității sale ca și schimbării sensului ei, nu pot fi utilizate în acest scop decît mecanisme cu camă.

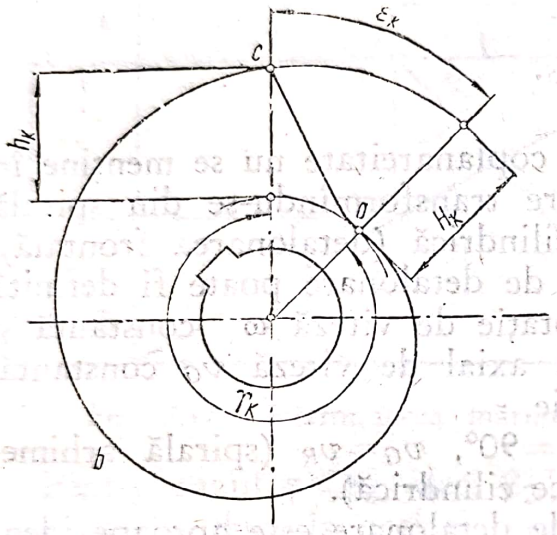


Fig. 7.19. Parametrii camei de detalonare.

Fie o camă (fig. 7.19) avînd un număr de z_K proieminențe. Fiecăreia dintre acestea îi corespunde un pas unghiular

$$\gamma_K = \frac{360°}{z_K}.$$

La generarea traiectoriei directoare pe un pas unghiular γ_P (v. fig. 7.14), deci pentru o rotație a piesei de unghiul γ_P, cama trebuie să se rotească de unghiul γ_K. În timp ce scula se află pe traiectoria AB a piesei, cama trebuie să parcurgă arcul abc. Înapoierea rapidă a sculei pe traiectoria BC, corespunzătoare unghiului ε_P, trebuie să corespundă unghiului ε_K al camei.

Profilul abc al camei depinde de cinematica mecanismelor interpuse între tachetul în contact cu cama și mecanismul care deplasează sania portsculă.

La strungurile de detalonat, în genere, tachetul este solidar cu sania portcuțit, astfel că, pentru obținerea unei viteze v_G constantă ca mărime, curba abc trebuie să fie un arc de spirală arhimedică.

Mașinile de detalonare prin rectificare obțin viteza v_G pe o traiectorie curbă, deoarece sania portsculă (sau sania portpiesă), fiind acționată de camă, oscilează în jurul unei axe. Profilul abc al camei, în aceste cazuri, trebuie să aibă o anumită formă, pentru ca v_G să se mențină constantă. Forma curbei ca a camei trebuie să asigure schimbarea sensului mișcării fără șocuri.

Cama transformă o mișcare de rotație n_K în una de translație de viteză v_K,

$$v_K = H_K \omega_K = 2\pi n_K H_K,$$

în care H_K este deplasarea realizabilă la o rotație a camei. Dacă ea are profil arhimedic, H_K este pasul camei.

Viteza v_K trebuie să fie identică cu viteza radială necesară generării spiralei directoare

$$v_K = v_G = P_S \omega_P = 2\pi n_P P_S,$$

în care ω_P este viteza unghiulară a piesei (notată pînă aici prin ω_ρ).

Din egalare, rezultă

$$\frac{n_K}{n_P} = \frac{P_S}{H_K}.$$

Această egalitate poate fi dedusă apelînd la raportul de transfer al lanțului cinematic.

În acest caz,

$$y_i = v_T = \rho_I \omega_P,$$

în care ρ_P, referindu-se la piesă, înlocuiește pe ρ din expresiile precedente

$$y_e = v_K = H_K \omega_K.$$

Raportul de transfer va fi

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = \frac{H_K \omega_K}{\rho_P \omega_P}.$$

Dar

$$H_K \omega_K = 2\pi n_K H_K,$$

iar

$$\rho_P \omega_P = 2\pi n_P \rho_P,$$

deci

$$i_T = \frac{n_K H_K}{n_P \rho_P}.$$

Pe de altă parte însă avem că același raport de transfer

$$i_T = \frac{v_K}{v_T} = \frac{v_G}{v_T} = \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{P_S}{\rho_P},$$

care prin egalare cu precedenta duce la aceeași relație.

Deci

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = \frac{n_K}{n_P} = \frac{P_S}{H_K}.$$

Din lanțul cinematic (v. fig. 7.18) rezultă că același raport de transfer

$$i_T = \frac{y_e}{y_t} = \frac{1}{i_1} i_2 i_D = \frac{i_2}{i_1} \frac{A_D}{B_D},$$

în care A_D și B_D sînt roți de schimb, iar i_1 și i_2, rapoarte de transmitere constante.

Prin egalare cu raportul de transfer, determinat de parametrii spiralei și ai camei, formula de reglare a acestui lanț cinematic va fi

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{P_S}{H_K} C_D,$$

în care $C_D = i_1/i_2$ este constanta lanțului cinematic de detalonare.

Din punct de vedere practic, în locul lui P_S și H_K, se folosește adîncimea de detalonare h_P și saltul camei h_K:

$$h_P = \frac{P_S}{z_P} \text{ și } h_K = \frac{H_K}{z_K}.$$

Astfel că

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{h_P z_P}{h_K z_K} C_D.$$

Între h_P și h_K există relația

$$\frac{h_P}{h_K} = m,$$

care în multe cazuri este egală cu unitatea, astfel că, formula de reglare a lanțului cinematic la detalonarea radială este:

$$\frac{A_D}{B_D} = m\ C_D \frac{z_P}{z_K}.$$

b. **Reglarea la detalonarea pe elice. Formula generală.** Din lanțul cinematic de filetare se poate scrie că

$$\frac{n_K}{n_P} = \frac{A_D}{B_D},$$

care, prin egalare cu expresia formulei de reglare, poate fi scrisă sub forma:

$$n_K z_K = m C_D n_P z_P.$$

Dar $n_P z_P = f_P$ este frecvența repetării directoarei și similar $n_K z_K = f_K$ este frecvența salturilor realizate cu ajutorul camei.

Deci

$$f_K = m\ C_D\ f_P.$$

În cazul detalonării radiale, oblice sau axiale, $f_P = n_P z_P$, ceea ce duce la formula de reglare determinată mai sus.

La detalonarea pe elice însă,

$$f_P = \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) n_P z_P,$$

astfel că, prin înlocuire în expresiile precedente, se obţine

$$n_K z_K = m\ C_D \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) n_P z_P,$$

care prin împărţire prin n_P şi z_K şi luarea în considerare a egalităţii $n_K/n_P = A_D/B_D$ duce la stabilirea formulei generale de reglare a lanţului cinematic de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = m\, C_D \left(1 + \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) \frac{z_P}{z_K}.$$

Formula este generală, deoarece ea se poate aplica în toate cazurile de detalonare. Astfel, la detalonarea radială, oblică sau plană, pasul elicei P_{E_1} este nul, iar la detalonarea sculelor cu canale drepte ($\beta_2 = 0$), pasul P_{E_2} este infinit, astfel că, în toate aceste cazuri, paranteza este egală cu unitatea, formula devenind identică cu formula stabilită anterior.

În cazul detalonării sculelor filetate, pasul P_{E_1} este identic cu pasul p al filetului, iar în cazul detalonării cu avans, el este egal cu mărimea s a avansului.

7.7. MECANISMELE DE REGLARE

Reglarea unui lanţ cinematic de detalonare implică, pe lîngă reglarea propriu-zisă, prin determinarea roţilor de schimb A_D şi B_D, reglarea mărimii h_K a camei funcţie de adîncimea de detalonare h_P a piesei.

a. **Reglarea mărimii** h_K. Cele două mărimi h_P şi h_K sînt legate prin relaţia menţionată

$$\frac{h_P}{h_K} = m,$$

în care m este în genere subunitar, ceea ce permite realizarea mai precisă a camei, deoarece în acest caz h_K este mai mare decît h_P. În unele construcţii, în special la strungurile de detalonat, $m = 1$ şi deci cama trebuie să aibă $h_K = h_P$.

Scanned with OKEN Scanner

Cum, pe de altă parte, mărimea adîncimii de detalonare se exprimă funcție de parametrii sculei supuse detalonării prin

$$h_P = \frac{2\pi r_P \operatorname{tg}\alpha}{z_P},$$

depinzînd simultan de unghiul de așezare α, raza piesei și numărul de dinți va duce la un domeniu de reglare

$$R_{hP} = R_{rP}\ R_{\operatorname{tg}\alpha}\ R_{zP}$$

în genere foarte mare, care trebuie să fie satisfăcut de raportul de reglare R_{h_K} al camei.

În cazul strungului de detalonat, această cerință înseamnă dotarea lui cu un mare număr de came cu h_K diferit, formînd un domeniu de reglare determinat de R_{h_P}. Teoretic, ar trebui să existe

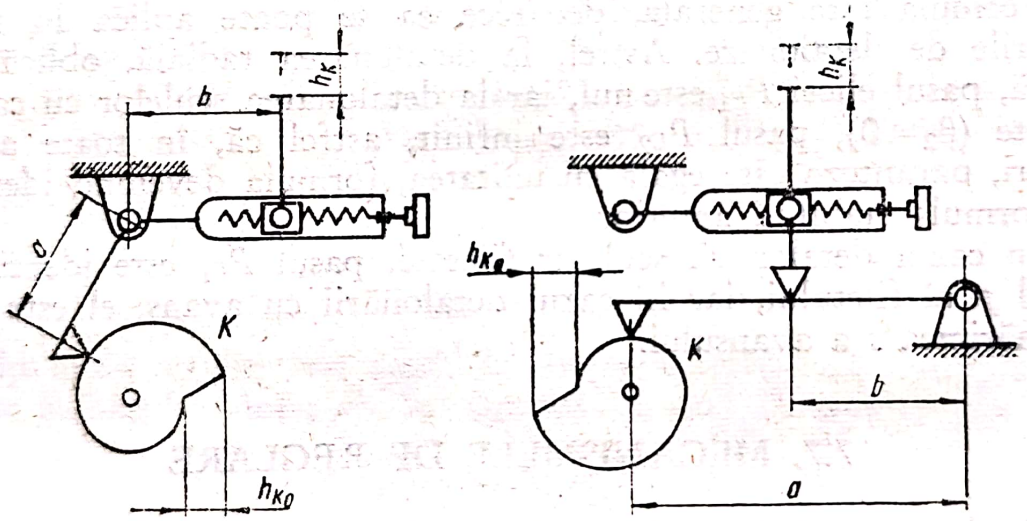


Fig. 7.20. Mecanisme pentru reglarea mărimii saltului h_K al camei.

o infinitate de came, între limitele $h_{K\ max}$ și $h_{K\ min}$. Practic, există un număr limitat de came, astfel încît nu în toate cazurile se poate găsi cama corespunzătoare și, ca urmare, trebuie să se folosească o camă avînd h_K apropiat de h_P, ceea ce atrage după sine erori în generarea profilului detalonat.

Din această cauză, la mașinile de detalonat prin rectificare, care trebuie să asigure o precizie mai mare decît aceea obținută prin strunjire, pe lîngă numărul de came, de obicei mult mai redus, mașina posedă un mecanism de reglare fină a mărimii h_K. Acesta constă (fig. 7.20) dintr-un sistem de pîrghii, la care mărimea b a

uneia poate fi reglată cu mare precizie şi în mod continuu, astfel că pentru h_{K_0} al camei se pot obţine diverse mărimi k_K.

b. **Calculul roţilor** A_D/B_D. Datorită complexităţii formulei de reglare a lanţului cinematic de detalonare

$$\frac{A_D}{B_D} = m\ C_D\left(1+\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right)\frac{z_P}{z_K},$$

nu se pot folosi mecanisme de reglare de tipul cutiilor de viteze, avans sau filetare, ci numai roţi de schimb.

Chiar şi la acest mod de reglare, determinarea roţilor de schimb A_D şi B_D, al căror raport trebuie să fie egal cu raportul de transfer, ridică în majoritatea cazurilor probleme dificile de rezolvat, raportul de transfer conţinînd un număr mare de zecimale, provenite din fracţia P_{E1}/P_{E2}.

Numărătorul fracţiei, P_{E1}, este pasul p al filetului sau mărimea s a avansului, mărimi de ordinul milimetrilor şi chiar al zecimilor de milimetru, în cazul avansului, în timp ce P_{E2} este pasul canalelor, a cărui mărime este de ordinul sutelor şi chiar a miilor de milimetri. Ca urmare conţinutul parantezei din expresia de mai sus este un număr întreg urmat de multe zecimale.

Pentru uşurarea determinării roţilor de schimb se introduce un artificiu de calcul şi unul constructiv. Expresia

$$n_K z_K = m\ C_D\left(1+\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right) n_P z_P,$$

determinată în paragraful precedent, se pune sub forma

$$n_K = m\ C_D\left(1+\frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\right)\frac{z_P}{z_K} n_P$$

şi, în continuare, sub forma de sumă

$$n_K = m\ C_D \frac{z_P}{z_K} n_P + m\ C_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}} \frac{z_P}{z_K} n_P,$$

sau încă, mai concentrat,

$$n_K = n'_P + n''_P,$$

adică turaţia n_K a camei poate fi realizată prin însumare a două turaţii distincte n'_P şi n''_P, din care n''_P caracterizată prin micimea ei (datorită raportului P_{E1}/P_{E2}) în raport cu n'_P.

Realizarea cinematică a mărimii n_K implică existenţa a două lanţuri cinematice pentru obţinerea celor două turaţii, precum şi a unui mecanism de însumare a lor, deci a unui mecanism diferenţial.

Scanned with OKEN Scanner

Ambele turații sînt funcții de turația n_P, deci lanțurile cinematice vor trebui să fie legate cinematic de lanțul cinematic care asigură turația n_P a piesei (fig. 7.21), lanțul cinematic principal la detalonarea prin strunjire și lanțul cinematic de avans la detalonarea prin rectificare. De asemenea, fiecare lanț cinematic va fi dotat cu roți de schimb pentru reglarea turațiilor n'_P și n''_P funcție de parametrii care intervin în stabilirea mărimilor acestora (z_P, z_K, P_{E1} și P_{E2}).

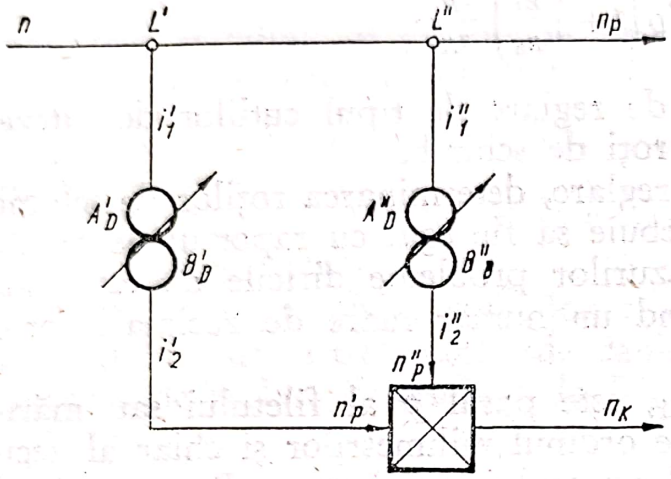


Fig. 7.21. Folosirea diferențialului la însumarea turațiilor.

Întrucît

$$n'_P = \frac{A'_D}{B'_D} n_P$$

și

$$n''_P = \frac{A''_D}{B''_D} n_P,$$

atunci

$$\frac{A'_D}{B'_D} = \frac{n'_P}{n_P} = m\ C'_D \frac{z_P}{z_K}$$

și

$$\frac{A''_D}{B''_D} = \frac{n''_P}{n_P} = m\ C''_D \frac{P_{E1}}{P_{E2}} \frac{z_P}{z_K}.$$

În aceste formule de calcul al roților de schimb, constantele C_D și C''_D sînt diferite de constanta C_D, ele fiind determinate de rapoartele de transmitere constante i'_1, i'_2, i''_1, i''_2 și i_{dif} al diferențialului.

Turația n''_P din expresia ultimă

$$n''_P = m\, C''_D \frac{P_{E1}}{P_{E2}} \frac{z_P}{z_K} n_P$$

trebuie să fie foarte mică, datorită raportului P_{E1}/P_{E2}. Acest raport este condiționat prin parametrii piesei supuse detalonării, astfel încît pentru a micșora pe n''_P se poate alege o turație n foarte mică, însă depinzînd de n_P, deci de la un lanț cinematic legat de lanțul cinematic principal sau de avans.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 7.22 reprezintă această legătură în cazul unui strung de detalonat. Legătura se face prin cuplajul C, care în poziţia 1 ia mişcarea de la lanţul cinematic de filetare, în care

$$n_F = \frac{A_F}{B_F} n_P,$$

iar în poziţia 2, de la lanţul cinematic de avans, astfel că

$$n_S = \frac{A_s}{B_s} n_P.$$

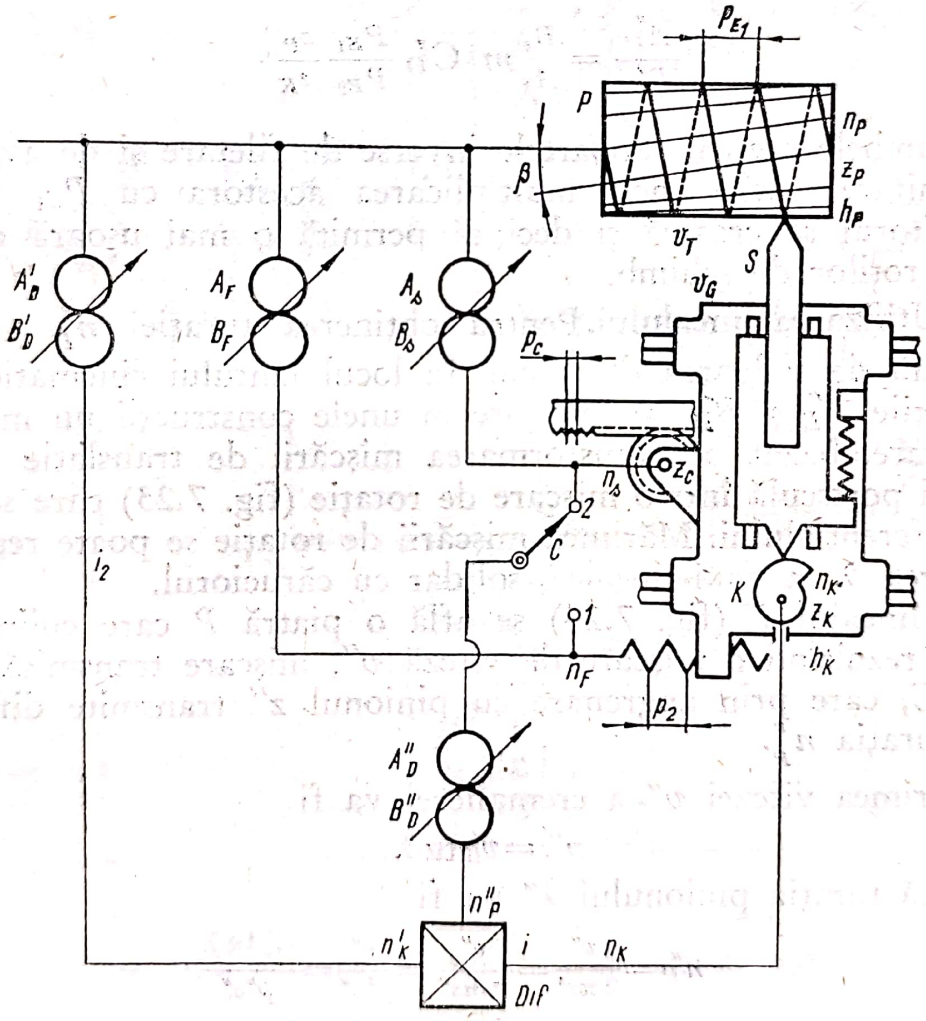


Fig. 7.22. Lanţurile cinematice ale unui strung de detalonat.

Referindu-se numai la primul caz, luarea mişcării de pe lanţul de filetare, atunci

$$n_P = \frac{A''_D}{B''_D} n_F = \frac{A''_D}{B''_D} \frac{A_F}{B_F} n_P$$

și, în continuare,

$$\frac{n''_P}{n_P} = \frac{A''_D}{B''_D}\frac{A_F}{B_F} = m\, C''_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\frac{z_P}{z_K}.$$

În final

$$\frac{A''_D}{B''_D} = \frac{B_F}{A_F}\, m\, C''_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\frac{z_P}{z_K}.$$

Similar, în cazul detalonării cu avans, cînd cuplajul C se află pe poziția 2, va rezulta că

$$\frac{A''_D}{B''_D} = \frac{B_s}{A_s} m\, C''_D \frac{P_{E_1}}{P_{E_2}}\frac{z_P}{z_K}.$$

În ambele cazuri, rapoartele inverse de filetare și de avans sînt supraunitare, astfel încît multiplicarea acestora cu P_{E_1} face ca numărătorul să crească și deci să permită o mai ușoară determinare a roților de schimb.

c. **Utilizarea linealului.** Pentru obținerea turației n''_P cît mai apropiată de valoarea de calcul, în locul lanțului cinematic reglat prin roțile A''_D și B''_D, se folosește în unele construcții un mecanism de reglare, bazat pe transformarea mișcării de translație a căruciorului portsculă într-o mișcare de rotație (fig. 7.23) care se transmite diferențialului. Mărimea mișcării de rotație se poate regla prin înclinarea λ a unui lineal L solidar cu căruciorul.

Pe linealul L (fig. 7.24) se află o piatră P care culisează pe acesta, rezultînd o mișcare de viteză v'', mișcare transmisă cremalierei C, care prin angrenare cu pinionul z'' transmite diferențialului turația n''_P.

Mărimea vitezei v'' a cremalierei va fi

$$v'' = v'_G \operatorname{tg} \lambda,$$

astfel că turația pinionului z'' va fi

$$n''_P = \frac{v''}{2\pi r''} = \frac{v''}{\pi m z''} = \frac{v''}{p'' z''} = \frac{v'_G \operatorname{tg} \lambda}{p'' z''},$$

în care r'' este raza primitivă, m modulul, z'' numărul de dinți, iar p'' pasul danturii, toate aceste elemente fiind caracteristici ale pinionului.

În funcție de acești parametri, mărimea înclinării λ a linealului se exprimă prin

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{p'' z''}{v'_G} n''_P.$$

Dar după cum s-a arătat anterior,

$$n''_P = m\, C''_D \frac{P_{B1}}{P_{B2}} \frac{z_P}{z_K} n_P,$$

iar v'_G, viteza de translaţie a căruciorului, este viteza axială v_A, la detalonarea filetelor cilindrice, şi egală cu $v_G \cos \delta'$, la detalo-

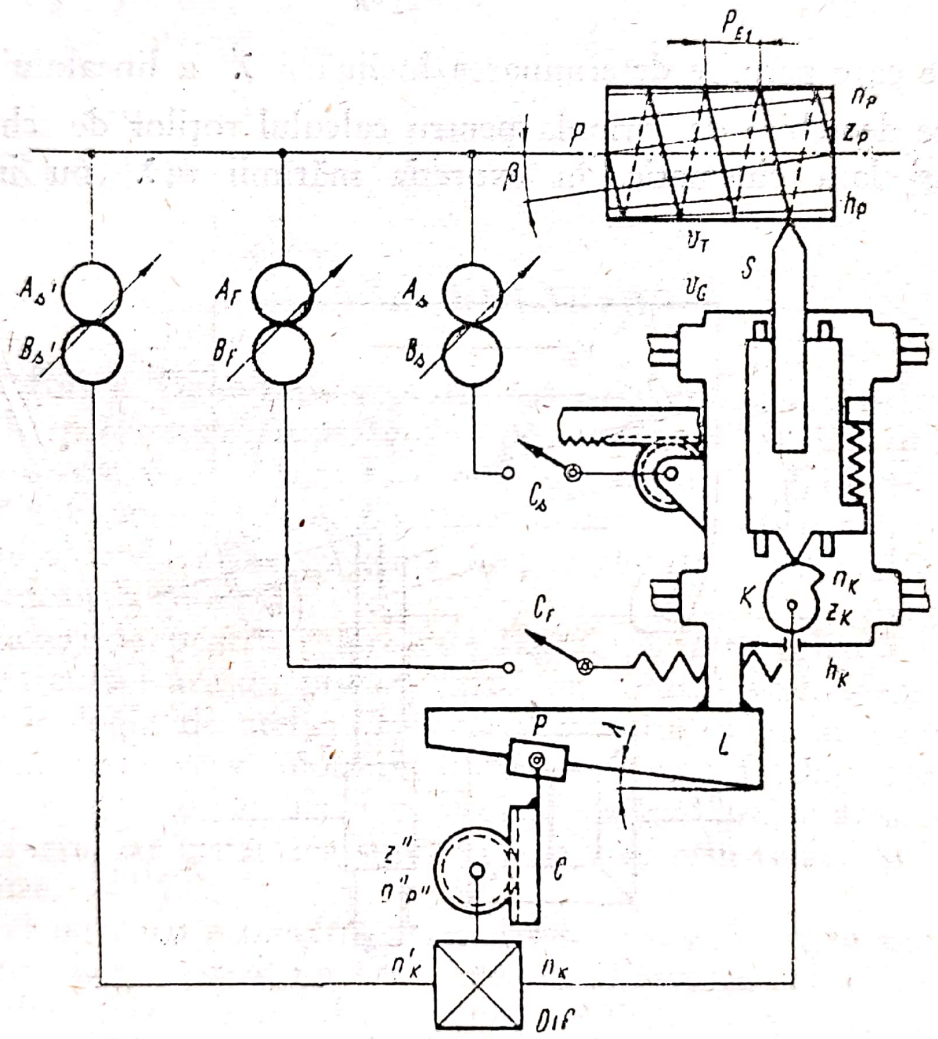


Fig. 7.23. Folosirea linealului ca element de reglare.

narea filetelor conice. De asemenea, v'_G este viteza de avans v_{av} la detalonarea cu avans. Ca urmare, se poate scrie că

$$v'_G = c P_{E1} n_P,$$

în care c este parametrul de legătură între v'_G şi v_G, v_A sau s.

Înlocuind în expresia tg λ, se obține

$$\operatorname{tg}\lambda=\frac{p''z''}{c}\,m\,\frac{C''_D}{P_{E_2}}\,\frac{z_P}{z_K},$$

sau, grupînd factorii constanți și notîndu-i prin C'''_D, se obține

$$\operatorname{tg}\lambda=\frac{m}{c}\,\frac{C'''_D}{P_{E_2}}\,\frac{z_P}{z_K},$$

expresie care permite determinarea înclinării λ a linealului.

Spre deosebire de formula pentru calculul roților de schimb ale aceluiași lanț cinematic, în expresia mărimii tg λ nu intervine

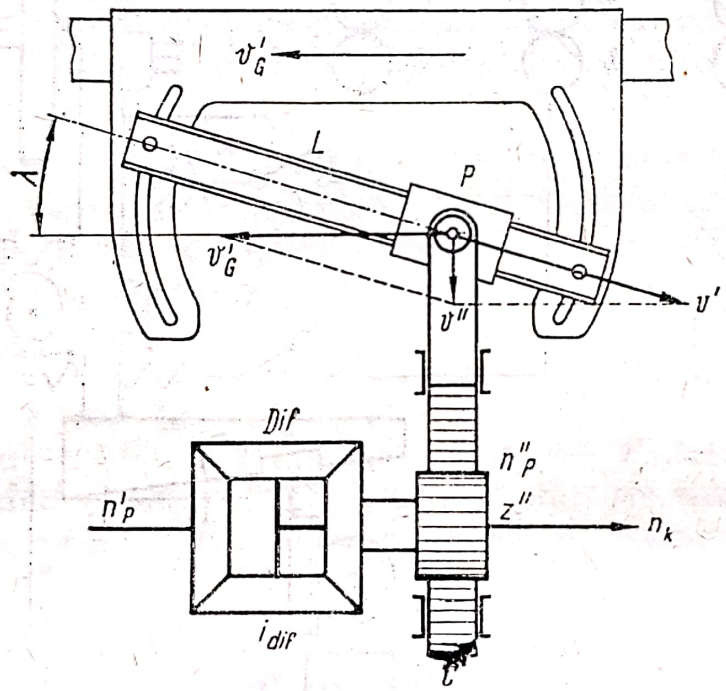


Fig. 7.24. Lineal.

pasul elicei P_{E1}, deci cu această formulă se determină λ, indiferent dacă se face detalonare pe filet sau detalonare cu avans.

În afară de această calitate, care ușurează calculele, faptul că mărimea unghiului λ poate fi variată oricît de fin, prin înclinarea corespunzătoare a linealului, permite obținerea foarte precisă a turației n''_P ceea ce se răsfrînge asupra preciziei detalonării.

Scanned with OKEN Scanner

8. LANŢURI CINEMATICE DE RULARE

8.1. RULAREA

a. **Definire.** Generarea suprafeţelor prin rulare are o largă extindere în prelucrarea suprafeţelor pe maşini-unelte. Din punct de vedere teoretic — aşa cum s-a arătat anterior (§ 2.2, *c*) — rularea constă din obţinerea unei generatoare cinematice sub formă de înfăşurătoare a unei curbe, tangenta în punctul de contact al acestora fiind totdeauna comună.

Caracteristic pentru rulare este faptul că între rulantă şi bază, pe tot parcursul acestui proces, există un contact permanent.

Terminologia de atelier, folosită impropriu şi în literatura tehnică, denumeşte acest mod de obţinere a suprafeţelor, prelucrate prin rostogolire, denumire incorectă, deoarece prelucrarea se face prin aşchiere, iar generarea suprafeţei se face prin rulare, şi nu prin rostogolire.

Astfel un corp geometric neregulat se rostogoleşte, în timp ce o roată auto sau de tren, un film rulează. Diferenţa constă în faptul că la rulare (fig. 8.1, *a*), drumul rulat $AB'C'A'$ este egal cu lungimea periferică $ABCA$ a corpului care rulează, toate punctele acestuia luînd contact cu drumul rulat, în timp ce la rostogolire aceste condiţii nu sînt îndeplinite. Corpul (fig. 8.1, *b*) se rostogoleşte luînd contact numai pe porţiunile BCD şi EA ale sale, drumul parcurs $AB'C'D'E'A'$ fiind diferit de lungimea periferiei sale $ABCDEA$.

b. **Mecanica rulării.** Rularea se bazează pe legea mişcării continue a unei figuri plane în planul său.

Fie figura Σ_M a planului mobil $x_M O_M y_M$ (fig. 8.2), care suprapus planului fix $x_F O_F y_F$ se poate deplasa oricum în acesta din urmă.

Mișcarea instantanee a planului mobil $x_M O_M y_M$ și deci și a figurii Σ_M conținută de acesta constă dintr-o rotație instantanee în jurul unui punct I numit *centru instantaneu de rotație*. Toate punctele planului mobil vor descrie arce de cerc de centru I și de aceeași viteză unghiulară instantanee ω. În particular, raza instantanee de rotație a punctului M va fi la momentul t, de mărime MI.

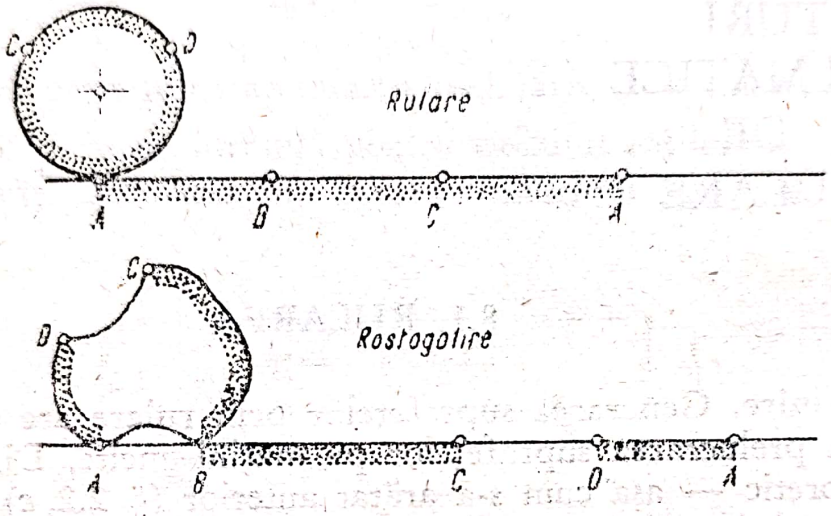


Fig. 8.1. Comparație între rulare și rostogolire.

În momentul următor $t+dt$, centrul instantaneu de rotație se va afla în I_1 și așa mai departe, descriind curba B denumită *bază* sau centroidă fixă.

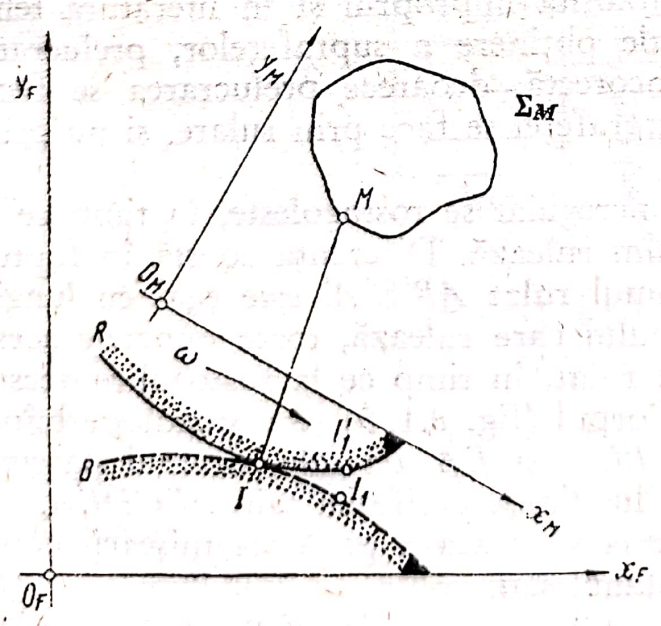


Fig. 8.2. Figură reprezentativă de mecanica rulării.

Baza este locul geometric al pozițiilor succesive ale centrului instantaneu de rotație în planul fix.

Pozițiile succesive ale aceluiași centru instantaneu de rotație, în planul mobil corespunzător lui I și I_1, vor fi I și I_1', descriind curba R denumită *rulantă* sau centroidă mobilă.

Rulanta este locul geometric al pozițiilor succesive ale centrului instantaneu de rotație în planul mobil.

Arcele de curbă II_1 și II_1' sînt infiniți mici de ordin

superior, astfel că I_1' se confundă cu I_1. Curbele au comune două puncte infinit vecine I şi I_1 şi, ca urmare, curbele sînt tangente.

Arcele de curbă, infiniţi mici II_1 şi II_1', sînt egale ca mărime, deci *rulanta R rulează pe baza B*, ceea ce înseamnă că nu există alunecare între aceste curbe în timpul deplasării planului mobil.

În timpul deplasării figurii mobile Σ_M (fig. 8.3), oricare punct al acesteia descrie o traiectorie în planul fix, denumită *ruletă;* de exemplu, ruleta punctului M este curba r_M.

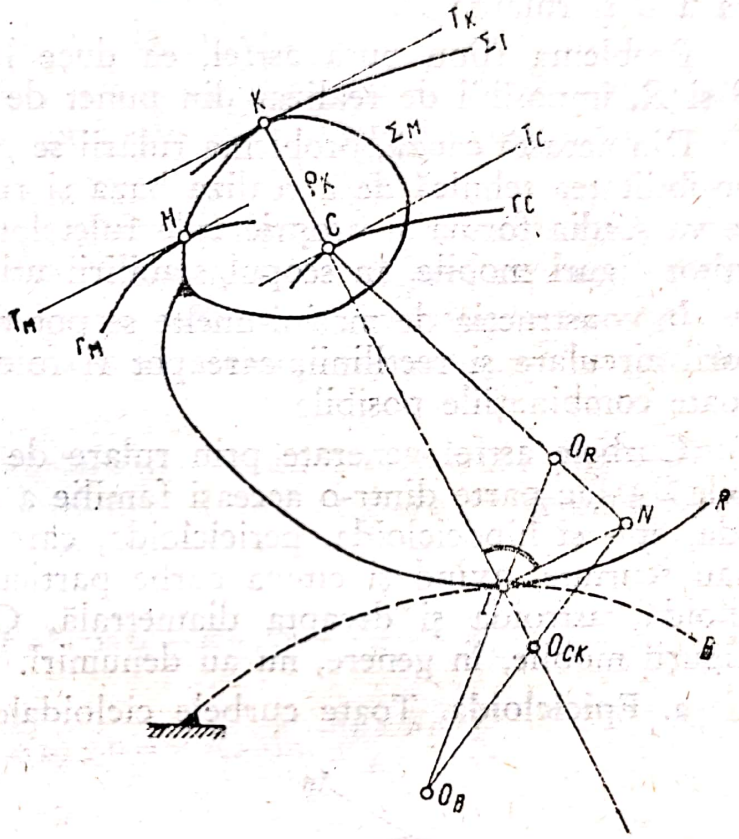


Fig. 8.3. Înfăşurătoarea unei figuri mobile.

Σ_I este *înfăşurătoarea* poziţiilor succesive ale figurii mobile Σ_M. O proprietate importantă în deplasarea unei figuri prin rulare rezidă în faptul că normalele la ruletă şi înfăşurătoare trec prin centrul instantaneu de rotaţie.

Raza MI (nedesenată) este normală la ruleta r_M în punctul M prin care trece evident tangenta T_M la această curbă. De asemenea, KI este normală la înfăşurătoarea Σ_I în K, iar T_K este tangenta în acelaşi punct.

Centrul de curbură O_K al înfăşurătoarei Σ_I în K coincide cu centrul de curbură O_C al ruletei r_C descrise de centrul C al razei de curbură ρ_K, în punctul O_{CK}.

Construcţia geometrică (Savary) pentru determinarea centrului O_{CK} este următoarea: se uneşte C cu I şi C cu O_R (centrul de curbură a rulantei); se ridică în I normala IN pînă întîlneşte pe CO_R în N; se uneşte N cu O_B (centrul de curbură al bazei). Intersecţia lui NO_B cu CI determină centrul de curbură comun O_{CK}.

Segmentul CO_{CK} este raza de curbură a ruletei r_C, iar KO_{CK}, raza de curbură a înfăşurătoarei Σ_I, în punctul K.

8.2. CURBELE CICLOIDALE

Funcție de modul de mișcare al figurii mobile Σ_M (sau al unui punct M al ei), în scopul obținerii unei anumite înfășurătoare Σ_I (sau a unei anumite rulete r_M), vor rezulta anumite curbe pentru baza B și rulanta R.

Problema fiind pusă astfel, ea duce la necesitatea unor curbe B și R, imposibil de realizat din punct de vedere tehnic.

Din această cauză, problema rulării se pune tocmai invers: avînd posibilitatea tehnică de a realiza baza și rulanta de anumite forme, se va studia forma și proprietățile ruletelor și înfășurătoarelor anumitor figuri mobile, în scopul stabilirii utilității tehnice a acestora.

În construcția de mașini-unelte se pot realiza cu ușurință traiectorii circulare și rectilinii, care pot fi folosite ca bază și ruletă în toate combinațiile posibile.

Curbele astfel generate prin rulare de un punct al figurii mobile Σ_M fac parte dintr-o aceeași familie a *curbelor cicloidale*: cicloida, epi- și hipocicloida, pericicloida, care pot fi normale, alungite sau scurtate, avînd și cîteva curbe particulare, ca: evolventa, cardioida, astroida și dreapta diametrală. Curbele înfășurătoare ale figurii mobile, în genere, nu au denumiri.

a. **Epicicloida.** Toate curbele cicloidale derivă din epicicloidă, (fig. 8.4) curbă rezultată ca ruleta unui punct M de pe rulanta circulară R, care rulează pe baza circulară B.

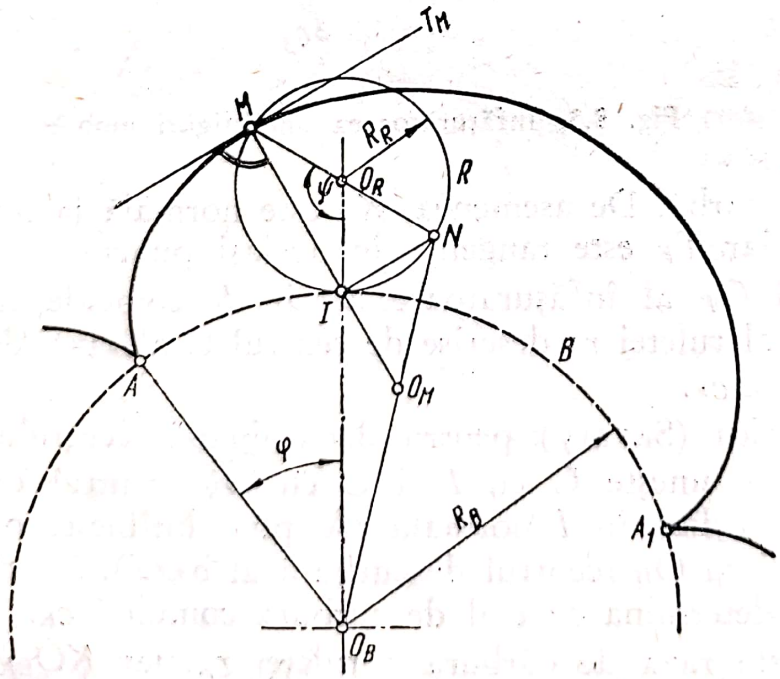


Fig. 8.4. Epicicloida.

Epicicloida constă dintr-un număr oarecare de *bucle* (sau lobi) de formă AMA_1, avînd pasul circular AIA_1 pe cercul de bază cu un arc egal cu lungimea rulantei de rază R_R,

$$p = 2\pi R_R$$

și înălțimea maximă egală cu $2R_R$.

Raza de curbură MO_M într-un punct M al epicicloidei şi centrul de curbură O_M se determină grafic prin metoda Savary, menţionată în capitolul precedent.

Centrul instantaneu de rotaţie I al celor două cercuri se află la punctul lor de contact, determinat de linia centrelor O_RO_B. Se duc dreptele MI şi MO_R. În I se ridică normala IN pe MI, determinîndu-se punctul N la intersecţia cu MO_R.

De remarcat că M şi I fiind pe cerc, iar unghiul din I fiind drept, şi punctul N se află pe cerc, ceea ce uşurează determinarea sa.

Se uneşte N cu centrul O_B al cercului de bază. Intersecţia acestei drepte cu dreapta MI prelungită determină centrul de curbură O_M al ruletei în punctul M. Mărimea MO_M a acestei drepte este raza de curbură în M, iar normala T_M pe aceasta este tangenta la epicicloidă în acelaşi punct M.

Din punctul de vedere analitic, coordonatele unui punct M în planul fix, sistemul de coordonate avînd originea în centrul O_B şi axa x-ilor trecînd prin A, se exprimă prin:

$$x_M=(R_B\pm R_R)\cos\varphi-R_R\cos\frac{R_B+R_R}{R_B}\varphi,$$

$$y_M=(R_B\pm R_R)\sin\varphi-R_R\sin\frac{R_B\pm R_R}{R_B}\varphi,$$

iar raza de curbură

$$\rho=\frac{4R_R(R_B\pm R_R)\sin\frac{\psi}{2}}{R_B\pm 2R_R},$$

în care semnele minus se referă la cazul hipocicloidei.

Construcţia grafică (fig. 8.5). Se împarte rulanta într-un număr de părţi egale 1, 2, 3 . . . Pe cercul de bază se iau arce 6—1′, 1′—2′, 2′—3′ . . ., egale cu arcele 6—1, 1—2, 2—3 . . . Prin punctele 1′, 2′, 3′ . . . se duc dreptele radiale $1'O_{R1}$, $2'O_{R2}$, $3'O_{R3}$ . . ., trecînd prin centrul O_B al cercului de bază şi intersectînd cercul centrelor O_R în O_{R1}, O_{R2}, O_{R3} . . .

Din fiecare centru se trasează arce de cerc de rază R_R pînă la intersecţia arcelor de cerc de centru O_B trecînd prin punctele 1, 2, 3 . . . ale rulantei. Punctele de intersecţie I, II, III . . . sînt puncte ale epicicloidei.

Numărul de bucle ale epicicloidei (și ale oricărei curbe cicloidale) rezultă din numărul de rotații al rulantei, deci de cîtul dintre lungimea cercului de bază l_B și a rulantei l_R

$$i = \frac{l_B}{l_R} = \frac{R_B}{R_R}$$

și, ca urmare, de raportul razelor respective.

Numărul i poate rezulta ca număr întreg, deci figura cicloidală se închide după un număr întreg de bucle (fig. 8.6).

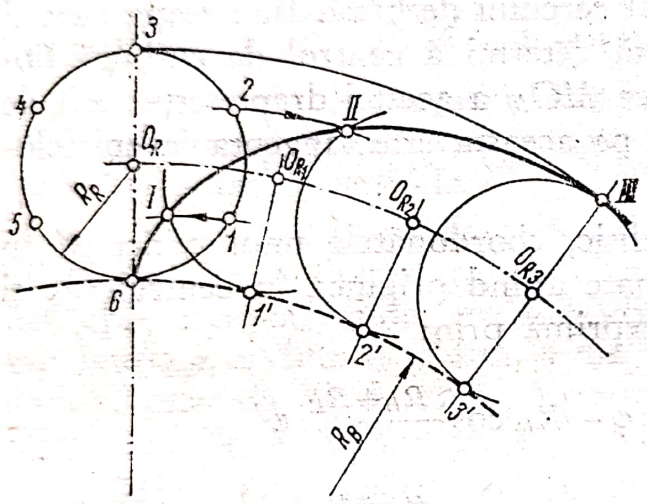


Fig. 8.5. Trasarea epicicloidei.

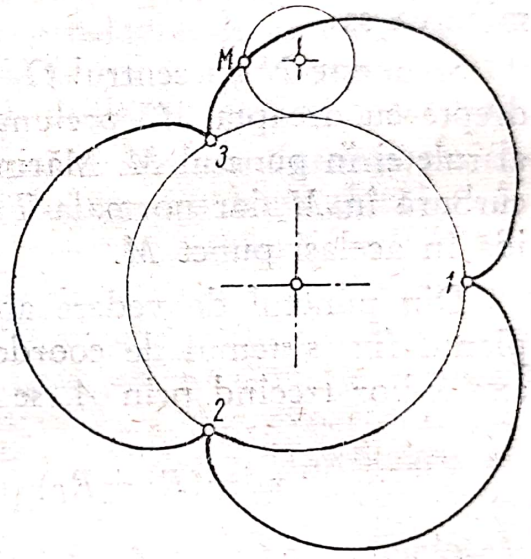


Fig. 8.6. Epicicloidă, avînd $i=3/1$.

În cazul în care i este fracționar, după o rotație a centrului rulantei în jurul bazei, figura cicloidală nu se închide.

Avînd în vedere că raportul este invers celui al turațiilor, se poate scrie

$$i = \frac{n_R}{n_B} = \frac{R_B}{R_R},$$

în care: n_R este numărul de rotații al rulantei;
n_B — numărul de rotații al rulantei în jurul bazei (sau numărul de rotații al bazei, dacă axele celor două cercuri sînt fixe, ambele însă rulînd unul pe celălalt).

Egalitatea de mai înainte determină complet caracteristica de repetare a buclelor figurii cicloidale. Astfel:

i determină numărul de bucle pentru o rotație a centrului rulantei în jurul bazei;

n_R determină numărul de bucle necesare închiderii figurii cicloidale;

n_B — numărul de ocoliri ale bazei pentru închiderea aceleiaşi figuri.

Ca exemplu (fig. 8.7), pentru $n_R/n_B=7/2$, rezultă o figură cu 7 bucle, care se închide după două rotaţii.

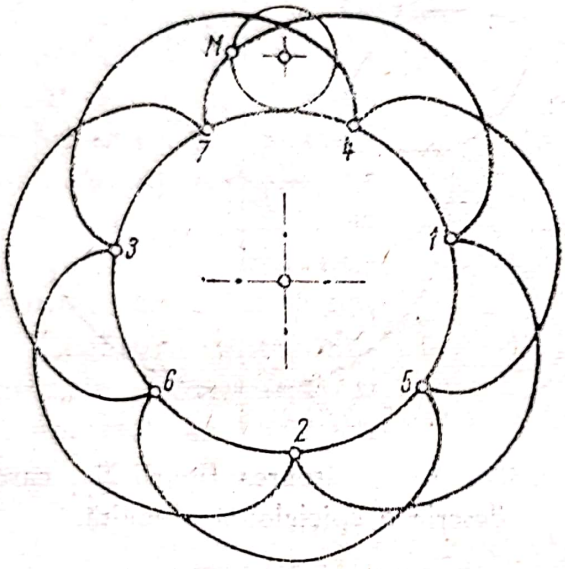


Fig. 8.7. Epicicloidă, avînd $i=7/2$.

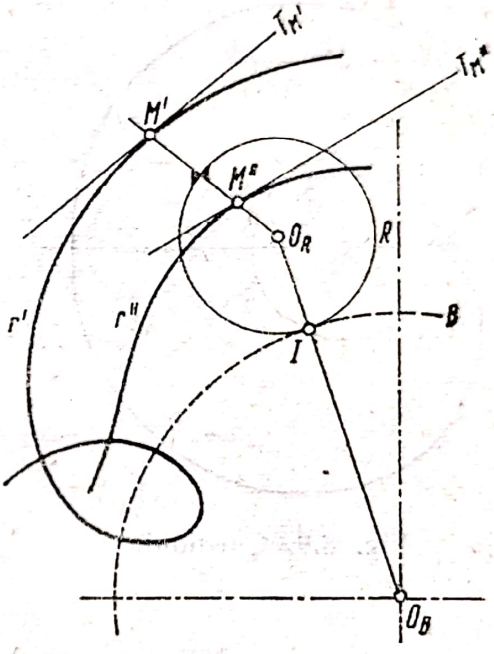


Fig. 8.8. Epicicloide:
r' — alungită; r'' — scurtată.

Un caz particular este cel în care i rezultă iraţional sau transcendent, de exemplu $R_B/R_R=i=\sqrt{3}$. Figura cicloidală nu se închide niciodată, avînd o infinitate de bucle.

Epicicloidele alungite sau scurtate (fig. 8.8) rezultă ca traiectorii (rulete) ale unor puncte M' şi M'' solidare cu rulanta R, însă care nu se află pe aceasta, ci în exteriorul, respectiv interiorul ei. Raza de curbură, centrul de curbură şi tangenta se determină ca în cazul epicicloidei, cu observaţia că punctul N nu mai cade pe cercul rulantă.

Cardioida (fig. 8.9) este cazul particular al epicicloidei, a cărei rulantă R are aceeaşi rază ca şi baza B.

Înfăşurătoarea unei figuri mobile Σ_M solidară cu rulanta R (fig. 8.10) se determină după cum s-a arătat în paragraful *Mecanica rulării*. Astfel, C, fiind centrul de curbură în punctul K al figurii mobile Σ_M, descrie o ruletă r. Dreapta KIO_{CK} este normala la înfăşurătoarea Σ_I şi raza sa de curbură, în K. Tangenta în K este T_K şi deci normală pe KO_{CK}.

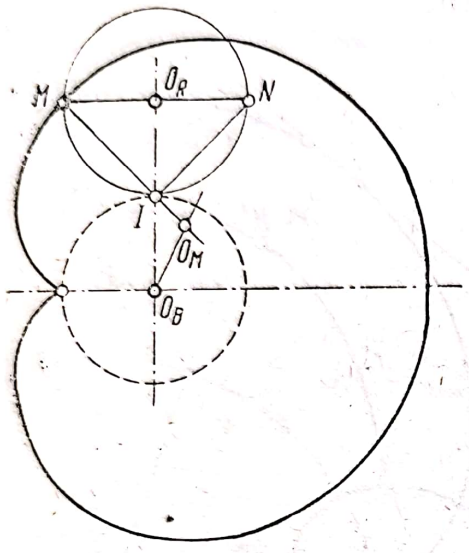


Fig. 8.9. Cardioidă.

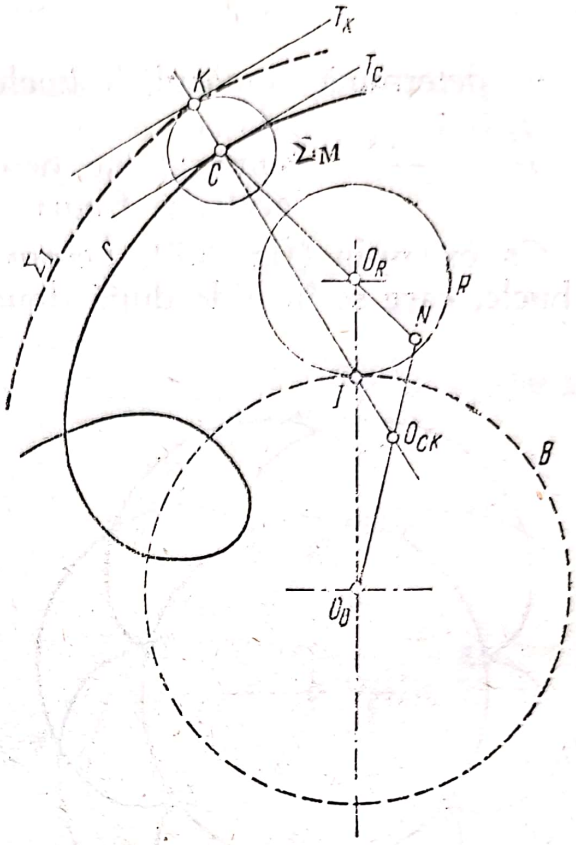


Fig. 8.10. Înfășurătoarea figurii Σ_M care descrie o epicicloidă alungită.

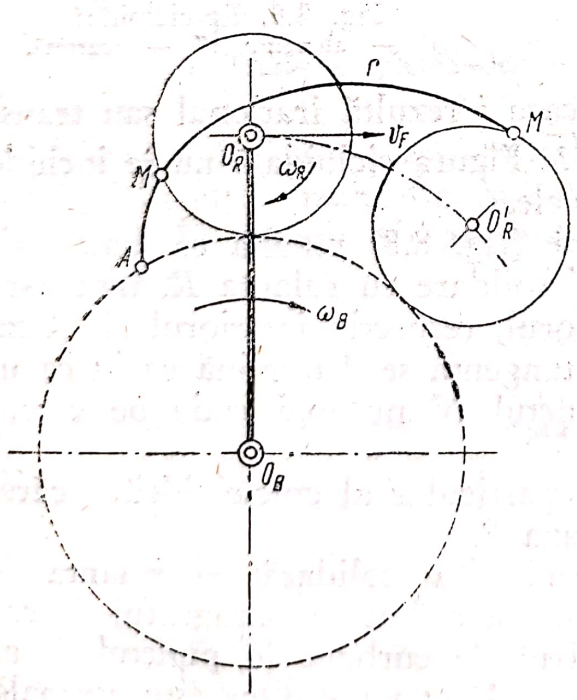


Fig. 8.11. Epicicloidă în cazul bazei fixe.

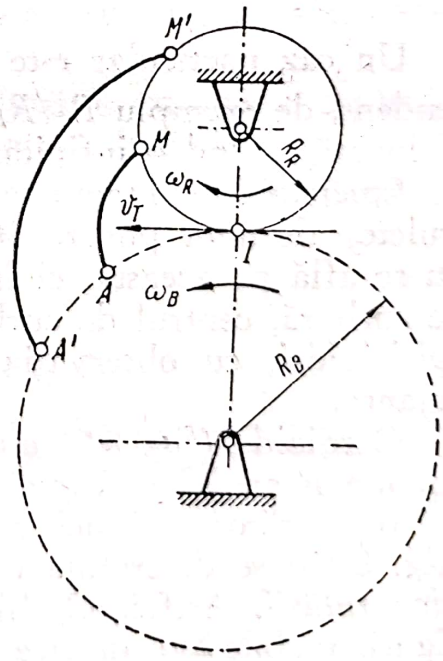


Fig. 8.12. Epicicloidă în cazul rulării cu axe fixe.

Scanned with OKEN Scanner

b. **Rularea cu axe fixe.** S-a considerat, conform teoriei generale, baza fixă în planul $x_F O_F y_F$ (v. fig. 8.2), rulanta fixă în planul mobil $x_M O_M y_M$ şi, ca urmare, ruleta fixă în planul fix, ceea ce în cazul cercurilor este reprezentat în fig. 8.11, rulanta R avînd o viteză unghiulară ω_R în jurul centrului său O_R şi o viteză unghiulară ω_B a acestuia în jurul centrului O_B al bazei.

Din punctul de vedere al mişcării relative dintre aceste cercuri, se poate considera situaţia din fig. 8.12 curent utilizată în tehnică, în care axa O_R a rulantei este imobilizată, rularea realizîndu-se prin rotaţia cercului de bază B în jurul centrului său O_B. În acest caz, ruleta r, solidară cu cercul de bază, se va roti cu viteza unghiulară ω_B a acestuia.

Legătura dintre elementele cinematice şi geometrice se exprimă prin

$$i=\frac{\omega}{\omega_R}=\frac{n_B}{n_R}=\frac{R_R}{R_B},$$

precum şi prin condiţia *rulării fără alunecare* a celor două cercuri

$$v_T=R_B\,\omega_B=R_R\,\omega_R.$$

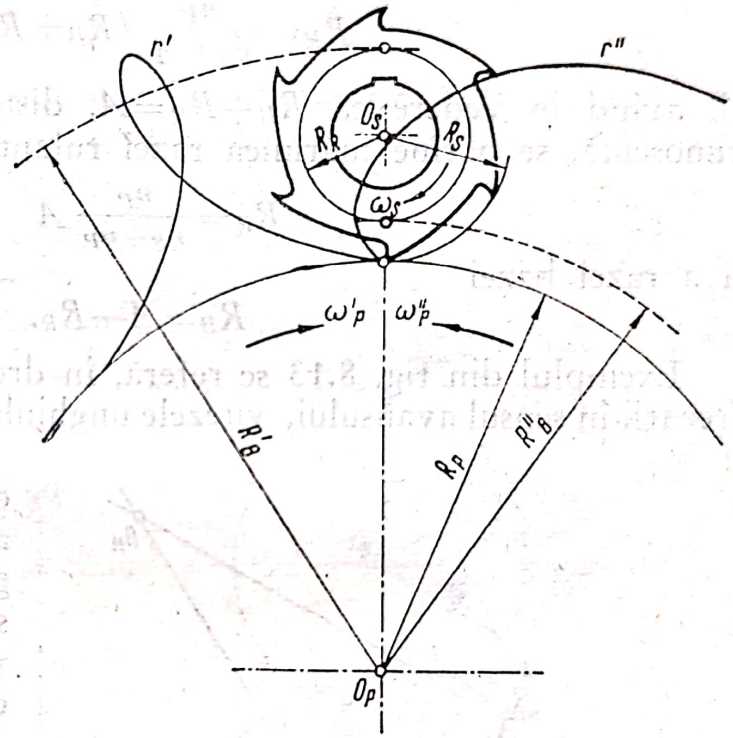


Fig. 8.13. Rularea cu alunecare în cazul frezării.

Aspectul *rulării cu alunecare* apare frecvent în generarea suprafeţelor prin frezare şi rectificare (fig. 2.18 şi 3.6). La frezare (fig. 8.13), cercul exterior al sculei, de rază R_S, rulează cu alunecare pe piesa de rază R_P, cu viteza de alunecare $v_{TS}-v_{TP}=v_{av}$ a vitezei de avans director.

Cercurile de raze R_P şi R_S nu reprezintă, după cum s-ar părea, cercul de bază şi rulanta, ci înfăşurătoarea Σ_I (fig. 8.10) a ruletei r descrisă de punctul K, solidar cu rulanta R de rază R_R, punct exterior acestuia.

Cercul de bază B şi rulanta R au razele R_B şi R_R diferite de R_P şi R_S ale piesei, respectiv sculei. Mărimile lor se determină R_P şi R_S ale piesei, respectiv sculei. Mărimile lor se determină astfel:

$$R_R\omega_R=R_B\omega_B,$$

sau

$$\frac{R_R}{R_B}=\frac{\omega_B}{\omega_R}.$$

Dar $\omega_B=\omega_P=2\pi n_P/60$ şi $\omega_R=\omega_S=2\pi n_S/60$, astfel încît

$$\frac{R_R}{R_B}=\frac{n_P}{n_S}.$$

Adunînd numărătorii la numitori şi punînd în evidenţă valoarea lui R_R, rezultă

$$R_R=\frac{n_P}{n_S+n_P}(R_B+R_R)$$

şi, avînd în vedere că $R_B+R_R=A$, distanţa dintre axe, mărime cunoscută, se obţine mărimea razei rulantei

$$R_R=\frac{n_P}{n_S+n_P}A$$

şi a razei bazei

$$R_B=A-R_R.$$

Exemplul din fig. 8.13 se referă, în dreapta axei O_SO_P la cazul frezării în sensul avansului, vitezele unghiulare fiind de sensuri opuse.

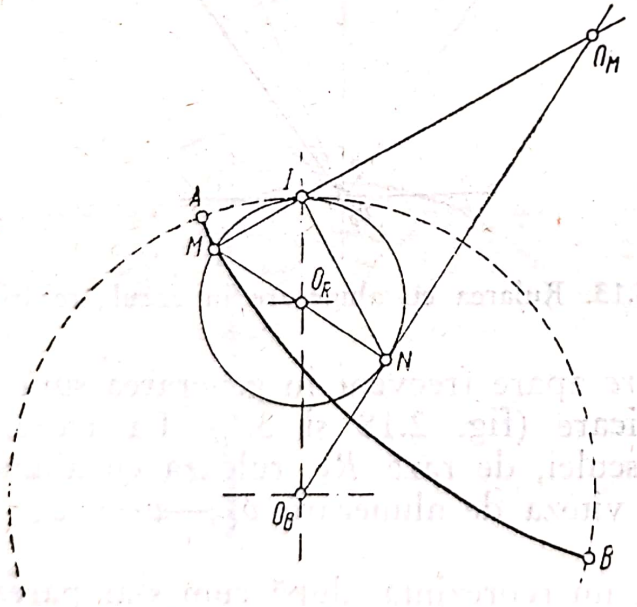


Fig. 8.14. Hipocicloidă.

La frezarea în sens opus avansului, în stînga axei O_SO_P, vitezele unghiulare vor fi de acelaşi sens şi, ca urmare, rulanta va fi interioară bazei, iar distanţa dintre axe se va exprima prin $A=R_B-R_R$ şi $R_B=A+R_R$.

c. **Alte curbe cicloidale.** Dacă rulanta este interioară bazei (fig. 8.14), curbele sînt *hipocicloide* şi au aceleaşi caracteristici ca şi epicicloidele. Cazurile particulare ale hipocicloidelor sînt:

Astroida (fig. 8.15, *a*), curbă cicloidală închisă cu patru bucle rezultînd în cazul $i=R_B/R_R=4$.

Dreapta diametrală (fig. 8.15, *b*), rezultînd în cazul $i=R_B/R_R=2$.

Pericicloida (fig. 8.15, *c*), pentru cazul în care raza cercului rulantă este mai mare decît a cercului bază, deci $i=R_B/R_R<1$.

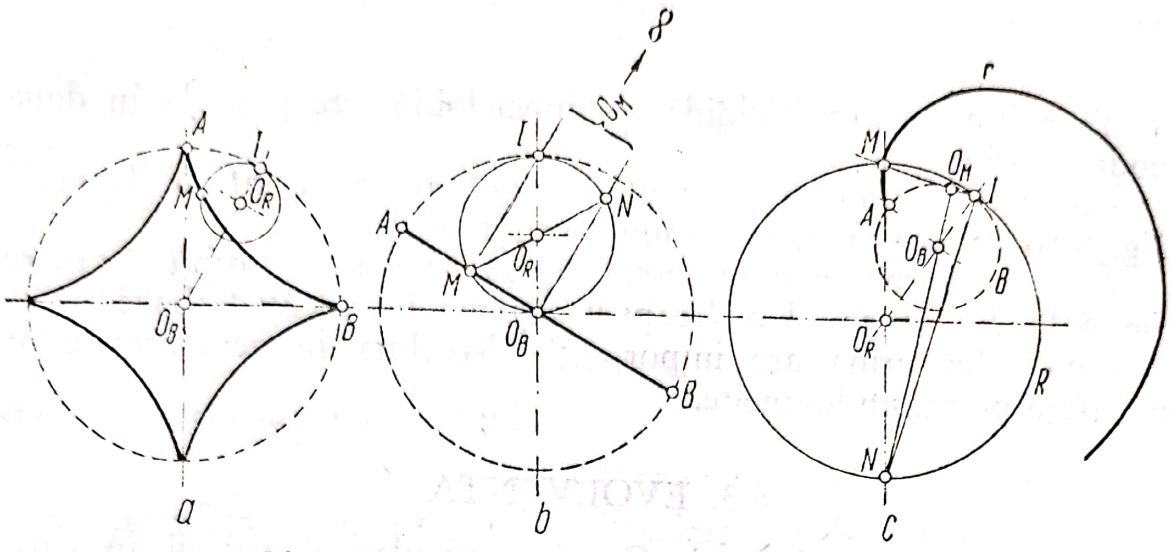


Fig. 8.15. Cazuri particulare de hipocicloide:
a — astroidă; *b* — dreaptă diametrală; *c* — pericicloidă.

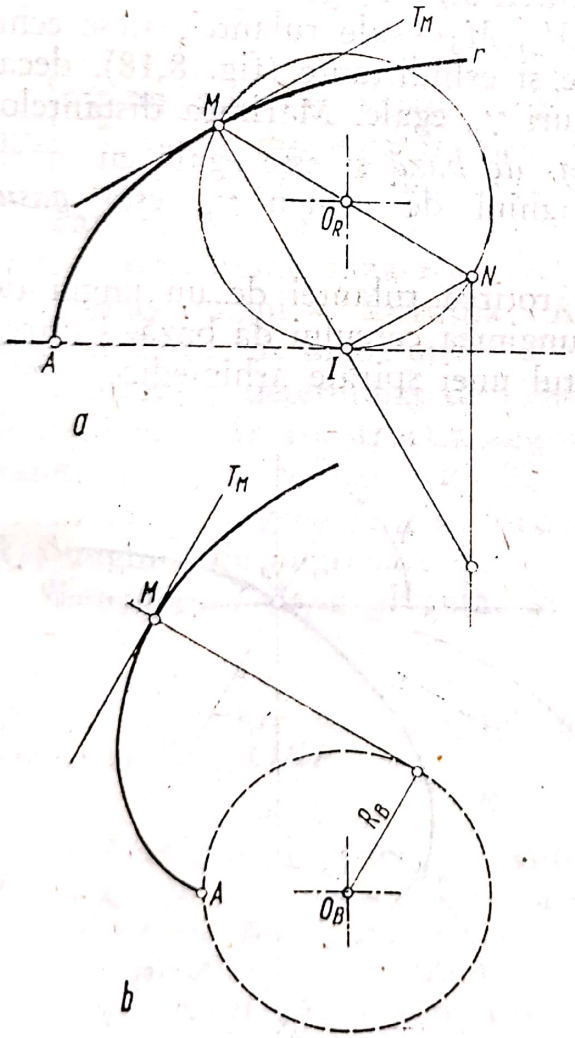


Fig. 8.16. *a* — cicloidă;
b — evolventă.

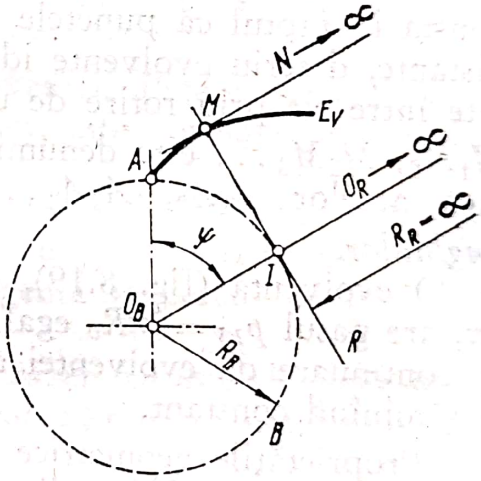


Fig. 8.17. Evolventa.

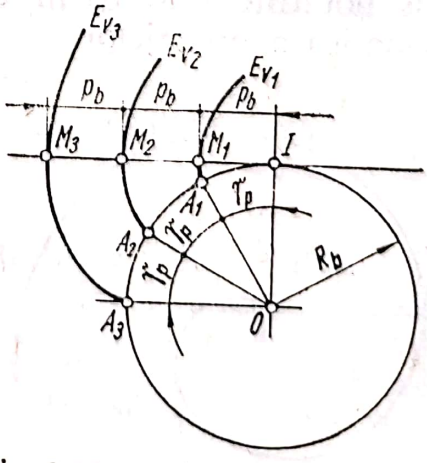


Fig. 8.18. Fascicul de evolvente echidistante.

Scanned with OKEN Scanner

Tranziția între epicicloidă și hipocicloidă este posibilă în două moduri, prin:

Cicloidă, caz în care cercul de bază are raza infinit de mare (fig. 8.16, *a*), acesta transformîndu-se într-o dreaptă, și

Evolventa, caz în care cercul rulantă are raza infinit de mare (fig. 8.16, *b*), devenind o dreaptă tangentă la cercul de bază.

Cazul din urmă are importanță deosebită în generarea unor suprafețe pe mașinile-unelte.

8.3. EVOLVENTA

a. **Geometria evolventei.** Cazul particular al rulării în care rulanta are raza infinită (fig. 8.17) determină generarea ruletei denumită *evolventă*.

Una dintre proprietățile evolventei, utilă în generarea danturilor, constă în faptul că punctele M_1, M_2, $M_3 \cdots$ ale rulantei, alese echidistante, descriu evolvente identice și echidistante (fig. 8.18), decalate între ele prin rotire de unghiuri γ_p egale. Mărimea distanțelor M_1M_2, $M_2M_3 \ldots$ este denumită *pas de bază* și este egală cu mărimea arcelor A_1A_2, $A_2A_3 \ldots$ Unghiul de centru γ_p este *pasul unghiular*.

O evolventă (fig. 8.19), după rotirea rulantei de un unghi de 2π, are pasul $p_{EV}=2\pi R_b$ egal cu lungimea cercului da bază. Rotirea în continuare dă evolventei aspectul unei spirale arhimedice, pasul ei rămînînd constant.

Proprietățile geometrice ale evolventei se deduc din fig. 8.20, în care s-au introdus notațiile folosite în cinematica angrenajelor.

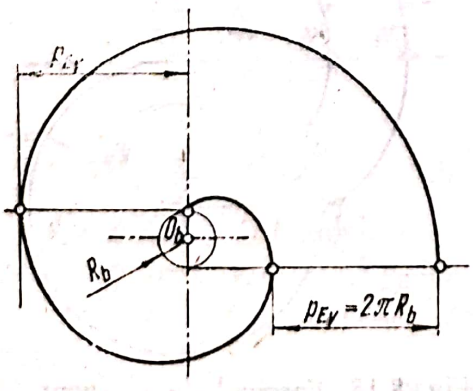


Fig. 8.19. Pasul evolventei.

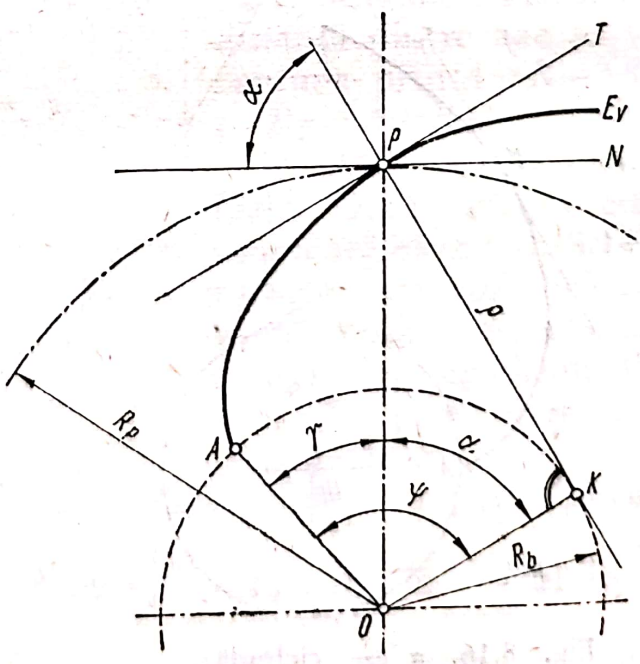


Fig. 8.20. Geometria evolventei.

Rulanta, dreapta PK, după rularea pe arcul AK al cercului de bază, are lungimea $\rho = PK = \text{arc } AK$ corespunzător unghiului la centru ψ.

$$\rho = \text{arc } AK = \psi R_b = (\alpha + \gamma) R_b.$$

Pe de altă parte, din triunghiul OKP,

$$\rho = R_b \operatorname{tg} \alpha,$$

de unde, prin egalare, rezultă

$$\gamma = \operatorname{tg} \alpha - \alpha,$$

adică poziţia unghiulară a lui P (mărimea unghiului γ) este determinată prin expresia de mai sus funcţie de unghiul α, independentă de mărimea cercului de bază.

Expresia este denumită *funcţia evolventă* şi se notează prin ev α (sau inv α), deci

$$\text{ev } \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha.$$

Într-un punct oarecare P al evolventei, raza ρ este raza de curbură, iar T tangenta în acelaşi punct, este normală pe ρ şi paralelă razei OK a cercului de bază.

Tangenta N la un cerc concentric cercului de bază, care trece prin P, deci având raza $R_P = OP$, face cu direcţia razei de curbură PK acelaşi unghi α. Dreapta PK tangentă la cercul de bază este denumită *linie de angrenare*.

Unghiul α determinat de mărimea razei R_P este denumit *unghi de angrenare*. În construcţia angrenajelor cilindrice, mărimea sa este standardizată la valoarea $\alpha = 20°$.

Linia de angrenare PK face cu tangenta N la cercul de rază R_P, unghiul de angrenare α.

Tangenta T la evolventă, în P, este normală pe linia de angrenare.

În calculele de proiectare a angrenajelor se cunoaşte raza R_P şi unghiul de angrenare α, astfel încît raza cercului de bază rezultă din triunghiul OKP

$$R_b = R_P \cos \alpha.$$

b. **Cinematica generării evolventei.** Reluînd cazul rulării din fig. 8.12, în care baza şi rulanta se rotesc în jurul centrelor respective, centrele fiind fixe, şi considerînd raza rulantei foarte mare, teoretic infinită, ea este transformată într-o dreaptă (fig. 8.21) tangentă la cercul de bază pe care rulează fără alunecare, cu viteza

$$v = \omega_b R_b,$$

ω_b fiind viteza unghiulară a cercului de bază.

Un punct M generează evolventa E_v care se rotește cu aceeași viteză unghiulară ω_b în jurul centrului O_b al cercului de bază, deoarecere punctul A, originea evolventei, este solidar cu acest cerc.

La rotirea de un unghi oarecare, punctul M și evolventa E_v ajung în M', respectiv E'_v. Se remarcă tangentele T și T', care sînt paralele, astfel că, în timpul deplasării rulantei din M în M', evol-

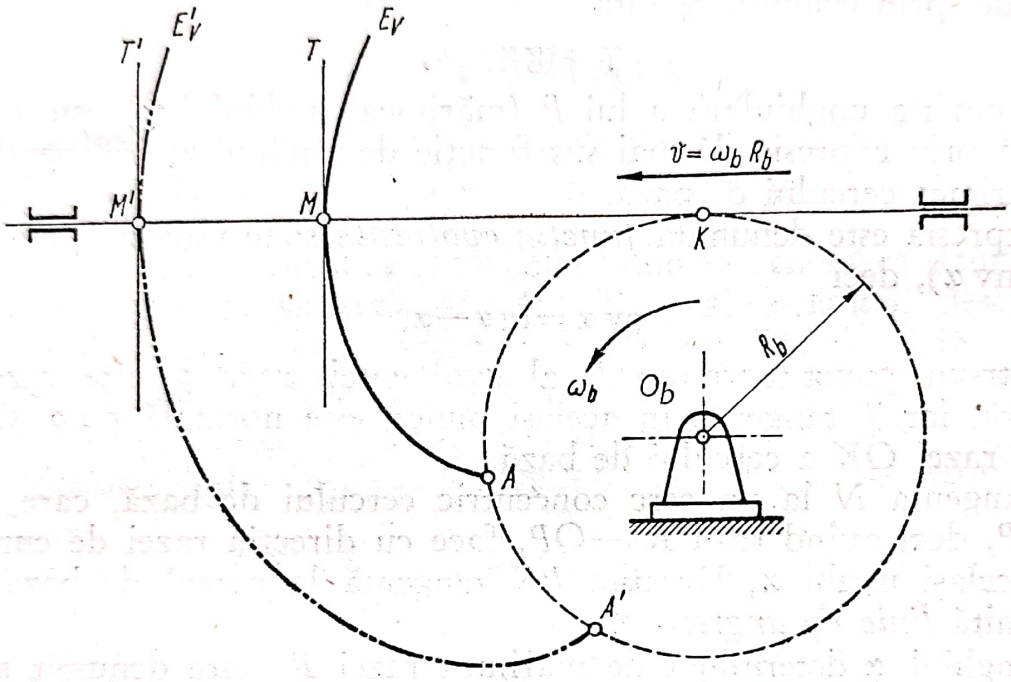


Fig. 8.21. Generarea evolventei cu dreaptă mobilă.

venta se află în contact permanent cu dreapta TM, normală pe rulanta MK.

Mișcarea relativă dintre bază și rulantă poate fi obținută și în alt mod, exemplificat în fig. 8.22.

Rulanta, dreapta KM, este fixă, în timp ce baza se rotește cu viteza unghiulară ω_b și rulează pe rulantă cu viteza $v=\omega_b R_b$ astfel că, după un timp oarecare, punctul de contact K ajunge în K', iar evolventa E_v vine în poziția E'_v, datorită aceleiași legături a originii sale A cu cercul de bază.

În timpul rulării, evolventa este mereu tangentă în M la normala TM pe dreapta MK.

Dacă în ambele cazuri, tangenta TM reprezintă muchia așchietoare a unei scule, de exemplu a unei freze sau a unui disc abraziv avînd axa de rotație paralelă cu tangenta TM și conținută în planul figurii, aceasta va genera prin așchiere un profil în evolventă, cu

toate că muchia aşchietoare este rectilinie, proprietate foarte importantă din punct de vedere economic şi al preciziei cu care poate fi obţinut acest profil, din care cauză, are o largă utilizare în generarea danturilor roţilor dinţate.

Ambele moduri de generare a evolventei prezintă însă unele inconveniente de realizare tehnică ca, de exemplu, contactul perma-

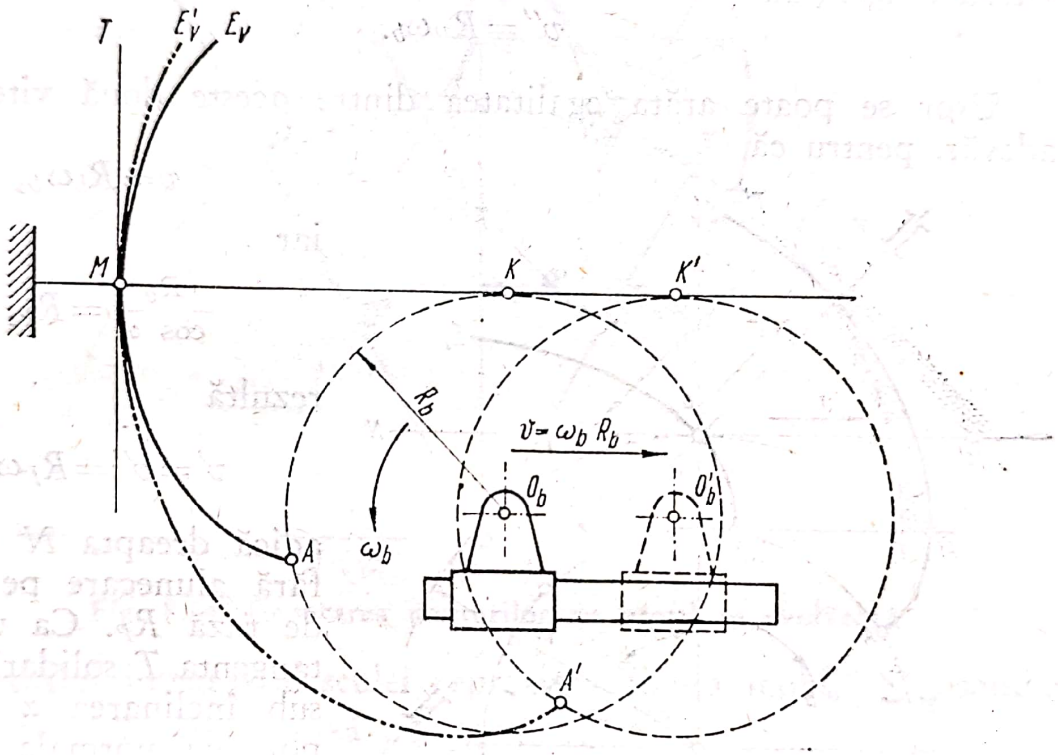


Fig. 8.22. Generarea evolventei cu dreaptă fixă.

nent numai al unui singur punct M al sculei cu piesa în timpul prelucrării duce la uzura rapidă a acesteia, dificultatea realizării flancului simetric al dintelui etc.

Din aceste cauze, ambele moduri de generare a evolventei se folosesc cu oarecare modificări, după cum urmează.

În primul caz, se va considera (fig. 8.23) momentul în care rulanta KP face unghiul α, standardizat, cu normala N pe raza O_BP, care determină cercul de rază R_P.

Pentru o rotaţie de un unghi oarecare a bazei, dreapta KP conţinînd punctul P care generează evolventa ajunge, de exemplu, în R' deplasîndu-se cu viteza $v = \omega_b R_b$, evolventa trecînd din poziţia E_v în E'_v. Evident că şi tangenta T ajunge în poziţia T', intersectînd normala N în punctul M'.

Tangenta T poate să ajungă în T' și pe altă cale, și anume considerînd-o solidară cu dreapta N. Viteza de deplasare a normalei N va trebui să fie

$$v' = \frac{v}{\cos \alpha}.$$

Dar normala N este tangenta cercului de rază R_p care va avea o viteză tangențială

$$v'' = R_p \omega_b.$$

Ușor se poate arăta egalitatea dintre aceste două viteze. În adevăr, pentru că

$$v = R_b \omega_b,$$

iar

$$\frac{R_b}{\cos \alpha} = R_P,$$

rezultă

$$v' = v'' = R_P \omega_b,$$

adică dreapta N rulează fără alunecare pe cercul de rază R_P. Ca urmare, tangenta T solidară cu N sub înclinarea α în raport cu normala pe N, în deplasarea acesteia din urmă prin rulare pe cercul de rază R_P, generează aceeași evolventă E_v.

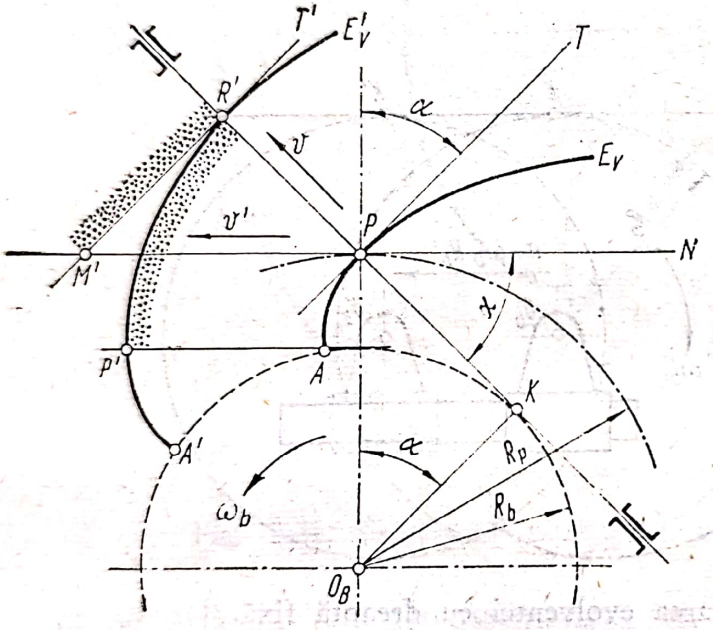


Fig. 8.23. Generarea evolventei cu tangenta înclinată.

Sub acest nou aspect, evolventa E_v rezultă ca înfășurătoarea dreptei mobile T solidară cu rulanta N care rulează pe cercul de bază.

Dreapta T este mereu tangentă la evolventă, însă nu într-un singur punct ca în cazul fig. 8.21, ci pe porțiunea $M'R'$ în timpul generării arcului de evolventă $P'R'$, astfel, încît muchia așchietoare T a sculei este folosită mult mai economic, durabilitatea ei fiind mai mare decît în cazul citat.

În scopul măririi productivității, scula posedă mai multe muchii așchietoare (fig. 8.24) T_1, $T_2 \cdots$, dispuse la distanțe, egale cu pasul danturii, care generează simultan evolventele E_{v1}, $E_{v2} \ldots$, precum și muchii așchietoare T_1', $T_2' \ldots$, înclinate în sens invers

precedentelor, generînd evolventele E_{v1}, E_{V2}..., simetrice cu precedentele, asigurînd astfel generarea ambelor flancuri ale fiecărui dinte.

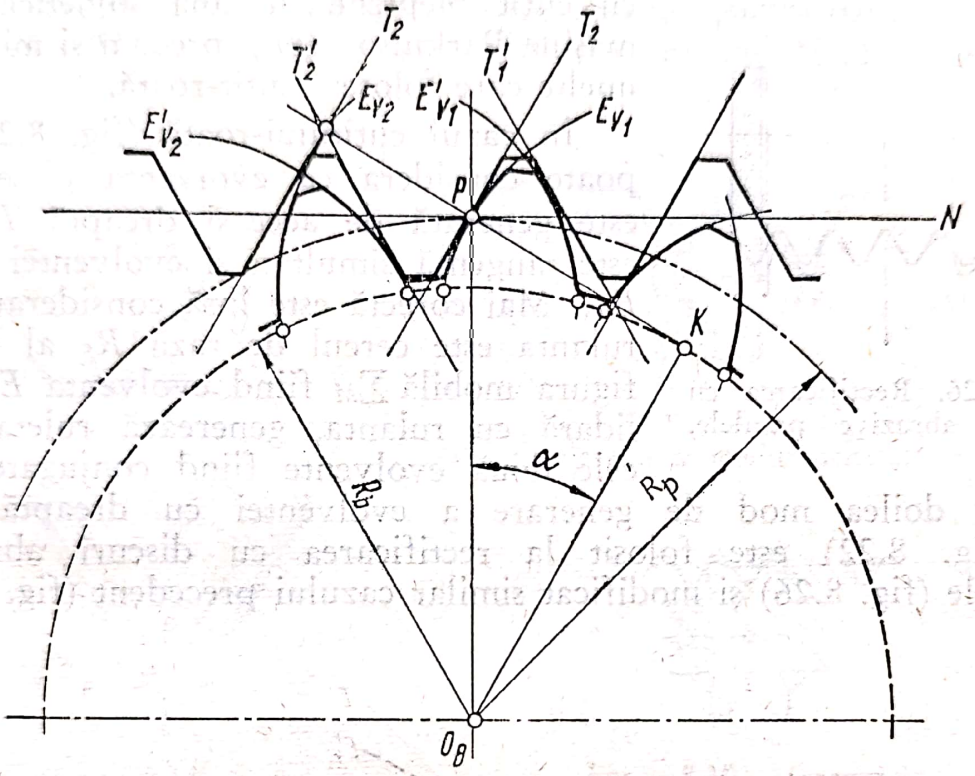


Fig. 8.24. Generarea danturilor cu profil în evolventă.

Profilul integral al sculei reprezintă figura mobilă Σ_M solidară cu rulanta R care rulează pe cercul B.

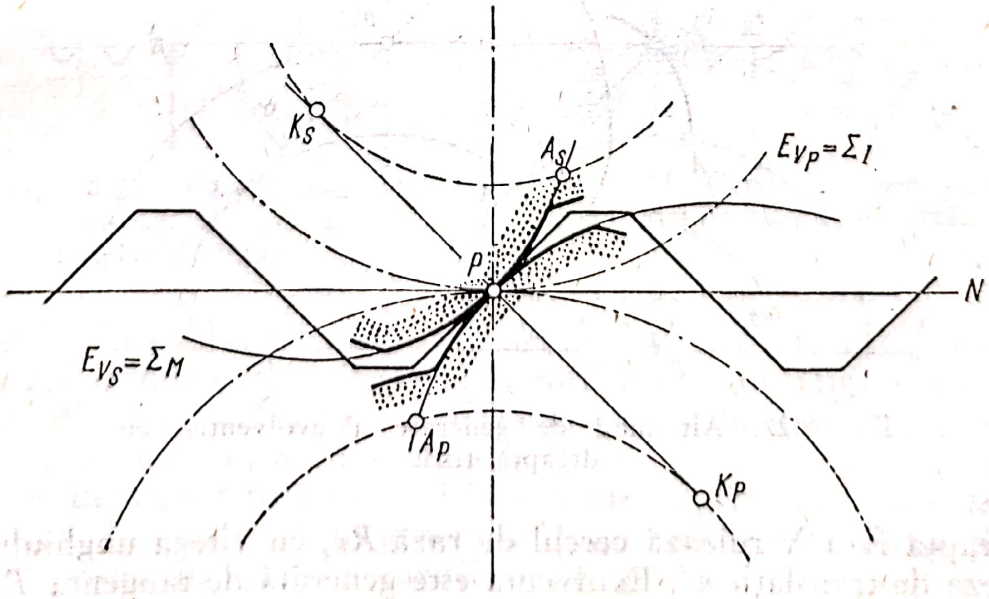


Fig. 8.25. Generarea evolventei prin conjugata ei.

După acest mod de generare a evolventei funcționează cele mai multe mașini-unelte de prelucrat dantura, ca cele folosind frezamelc modul, disc abraziv sub formă de melc, unele mașini lucrînd cu cuțit pieptene (mașina sovietică 515, mașina Parkinson etc.), precum și mișinile-unelte care folosesc cuțit-roată.

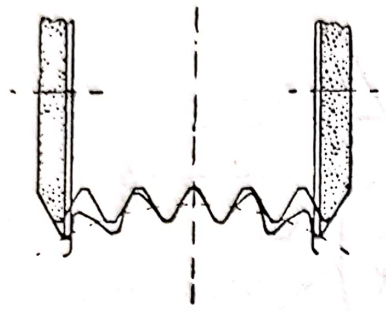


Fig. 8.26. Rectificarea cu discuri abrazive paralele.

În cazul cuțitului-roată (fig. 8.25), se poate considera că evolventa piesei E_{vP} este generată de aceeași dreaptă T care este tangentă simultan și evolventei sculei E_{vS}. Mai corectă este însă considerarea că rulanta este cercul de rază R_S al sculei, figura mobilă $\sum_M$ fiind evolventa E_{vS} solidară cu rulanta, generează ruleta E_{vP}, cele două evolvente fiind conjugate.

Al doilea mod de generare a evolventei cu dreaptă fixă (v. fig. 8.22) este folosit la rectificarea cu discuri abrazive paralele (fig. 8.26) și modificat similar cazului precedent (fig. 8.27),

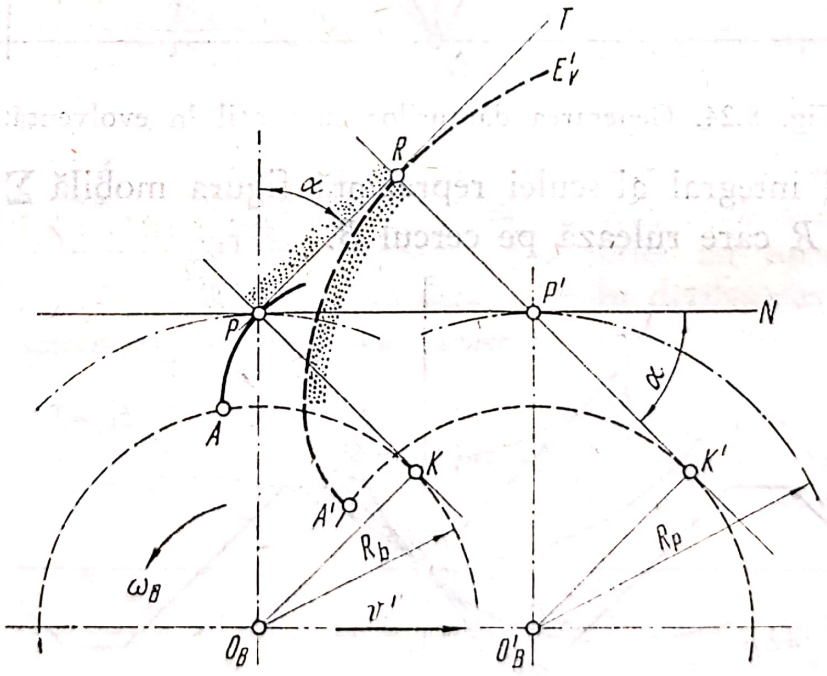


Fig. 8.27. Alt mod de generare a evolventei, cu dreaptă fixă.

pe dreapta fixă N rulează cercul de rază R_P, cu viteza unghiului ω_b și viteza de translație v'. Evolventa este generată de tangenta T fixă pe dreapta N sub aceeași înclinație α în raport cu normala pe N.

Scanned with OKEN Scanner

Pe acest mod de generare a evolventei, lucrează maşina cu cuţit-pieptene Maag, precum şi numeroase maşini de rectificat dantura (fig. 8.28).

c. **Generarea prin rulare a altor curbe generatoare.** Generarea prin rulare a căpătat o largă extindere nu numai la prelucrarea

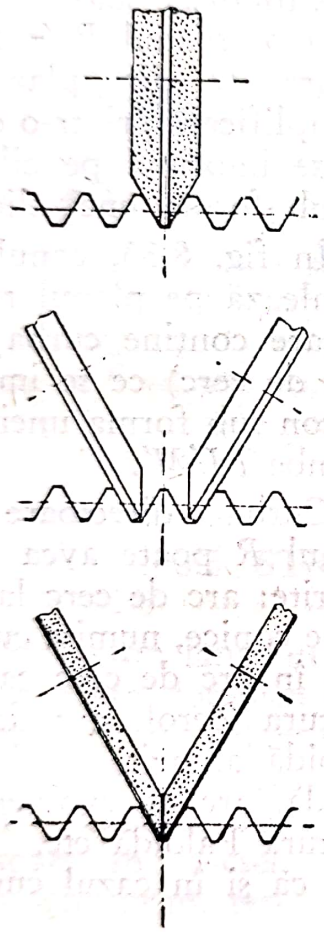


Fig. 8.28. Rectificarea danturii cu discuri abrazive înclinate.

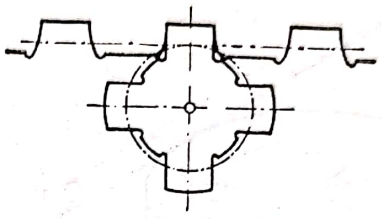


Fig. 8.29. Generarea prin rulare a arborilor canelaţi.

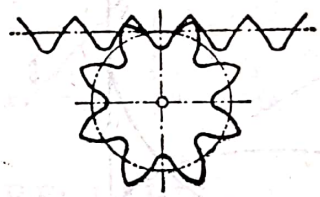


Fig. 8.30. Generarea prin rulare a unei danturi neevolventice.

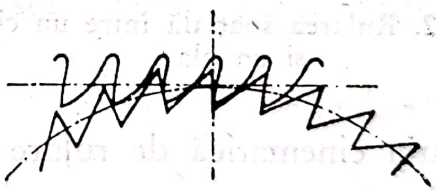


Fig. 8.31. Generarea prin rulare a unei danturi de ferestrău.

danturilor în evolventă, ci şi la generarea altor profile ca, de exemplu, a arborilor canelaţi (fig. 8.29), roţilor de lanţ, (fig. 8.30) ferăstraielor disc (fig. 8.31) etc., datorită marii productivităţi şi preciziei ridicate, obţinute prin această metodă.

Spre deosebire însă de sculele folosite la generarea danturii în evolventă, la care profilul generator fiind rectiliniu se poate realiza uşor şi precis, în celelalte cazuri citate, profilul sculelor este complicat şi dificil de realizat.

8.4. RULAREA SPAȚIALĂ

Realizarea directoarelor prin imprimare (fig. 6.11, *d*, *e*, *f*) implică rularea unui cilindru sau con pe un plan sau a unei combinații de corpuri cilindru-cilindru, cilindru-con sau con-con.

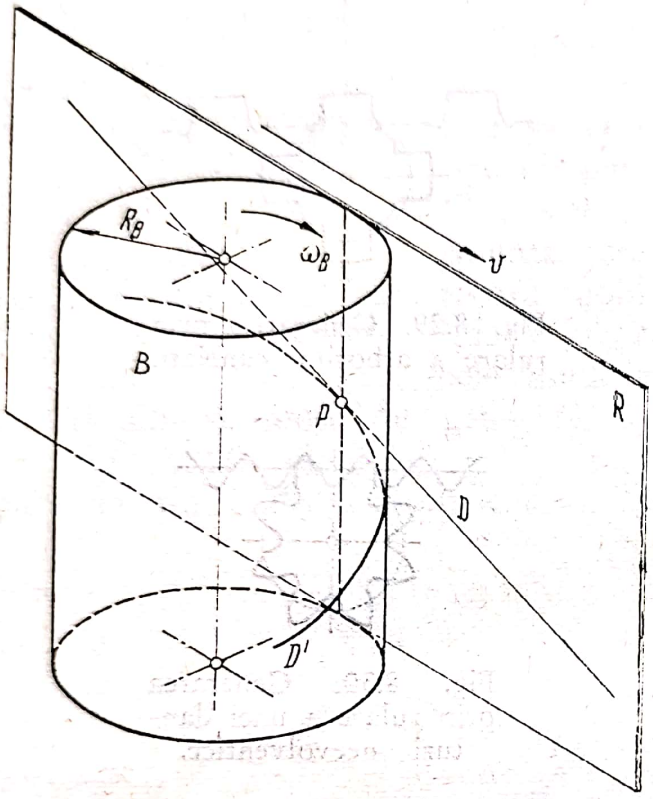


Fig. 8.32. Rularea spațială între un cilindru și un plan.

Cilindrul, bază *B*, rulează pe planul *R* (rulantă). Figura *D* din planul *R*, exemplificată printr-o dreaptă, se imprimă pe cilindrul *B* sub forma unei elice *D'*.

În fig. 8.33, conul bază *B* rulează pe planul rulantă *R* care conține curba *PLM* (arc de cerc) ce se imprimă pe con sub forma unei curbe strîmbe *PL'M'*.

Curba directoare din planul *R* poate avea forme diferite: arc de cerc la danturile conice, numite cu dantură în arc de cerc ca și la dantura Zerol, arc de epicicloidă alungită la dantura Eloidă, arc de evolventă la dantura Paloidă etc.

Relația cinematică de rulare este aceeași ca și în cazul curbelor plane

$$v = \omega_B R_B.$$

Rularea se poate realiza, de asemenea, în două variante: planul și corpul respectiv în mișcare, sau planul fix și corpul în mișcare de rotație și translație. În cazul conului, mișcarea de translație rezultă dintr-o mișcare de rotație a planului sau a conului, de viteză unghiulară ω.

Rularea plană, studiată în capitolele precedente, reprezintă cazul particular al rulării spațiale. Astfel, în cazul fig. 8.33, într-un plan tangent rulantei *R* în *P*, conținînd cercul de bază *B* a conului, figura mobilă Σ_M solidară cu rulanta *R* va genera o evolventă, la care dreapta *T* va fi tangentă.

Evolventa generată în acest mod este generatoarea profilului dintelui. Ea se deplasează în lungul directoarei PLM din planul R, imprimîndu-se sub forma curbei $PL'M'$ pe lăţimea roţii conice.

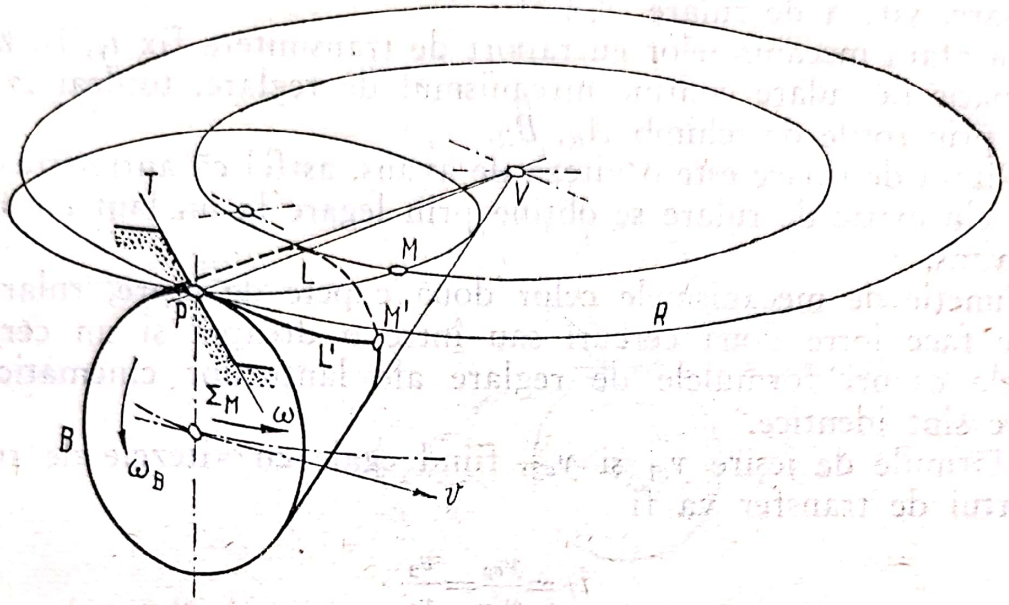


Fig. 8.33. Rularea spaţială între un con şi un plan.

8.5. STRUCTURĂ ŞI REGLARE

a. **Structura lanţului cinematic de rulare.** În procesul de generare a suprafeţelor prin rulare pe maşinile-unelte, scula este totdeauna solidară cu rulanta, iar piesa solidară cu baza. Justificarea rezidă în faptul că profilul generat, ruleta, aparţinînd piesei, aceasta din urmă trebuie să posede aceeaşi mişcare a bazei.

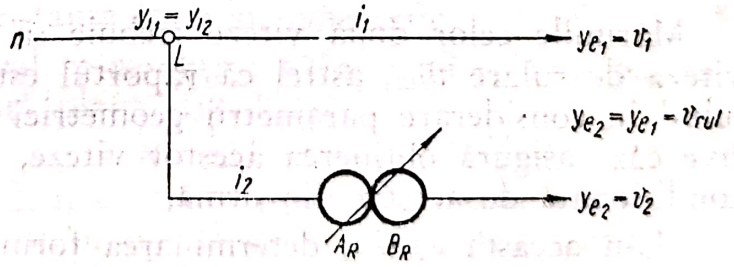


Fig. 8.34. Lanţ cinematic de rulare.

Curbele folosite în rulare pot fi oarecare, însă după cum s-a arătat posibilităţile tehnice duc la utilizarea largă a curbelor circulare şi rectilinii, realizabile comod pe cale cinematică sub forma de traiectorie circulară, respectiv rectilinie.

Mecanismele folosite în acest scop sînt cele obişnuite, angrenajul pentru mişcarea circulară şi mecanismul cu şurub-piuliţă pentru mişcarea rectilinie.

Lanțul cinematic de rulare (fig. 8.34) este simplu, rezultînd din asocierea a două lanțuri în paralel, printr-o legătură cinematică a capetelor de intrare, asigurînd la capetele de ieșire, pe traiectoriile necesare, viteza de rulare v_{rul}.

În afara mecanismelor cu raport de transmitere fix i_1, i_2, lanțul cinematic de rulare conține mecanismul de reglare, totdeauna realizat prin roțile de schimb A_R, B_R.

Viteza de rulare este o viteză de avans, astfel că antrenarea lanțului cinematic de rulare se obține prin legare la un lanț cinematic de avans.

Funcție de mecanismele celor două capete de ieșire, rularea se poate face între două cercuri sau între o dreaptă și un cerc. În ambele cazuri formulele de reglare ale lanțurilor cinematice de rulare sînt identice.

Mărimile de ieșire y_{e1} și y_{e2}, fiind egale cu vitezele de rulare, raportul de transfer va fi

$$i_T = \frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Pe de altă parte, din lanțul cinematic,

$$\frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{1}{i_1} \cdot \frac{A_R}{B_R} \cdot i_2$$

și deci

$$\frac{A_R}{B_R} = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{v_2}{v_1}.$$

Mărimile celor două viteze trebuie să fie identice și egale cu viteza de rulare v_{rul}, astfel că raportul este egal cu unitatea, însă luînd în considerare parametrii geometrici ai mecanismelor respective care asigură obținerea acestor viteze, ecuația de reglare va fi condiționată de aceștia din urmă.

Din această cauză, determinarea formulelor de reglare a lanțului cinematic de rulare se va face funcție de genul mecanismelor capetelor de ieșire.

b. **Reglarea în cazul rulării între două cercuri.** Rularea între două cercuri (fig. 8.35) este o rulare plană.

Mărimile de ieșire vor fi

$$y_{e2} = v_2 = R_2 \omega_2 = 2 \pi R_2 n_2,$$

$$y_{e1} = v_1 = R_1 \omega_1 = 2 \pi R_1 n_1.$$

Raportul de transfer, avînd în vedere că pentru rulare $v_2 = v_1 = v_{rul}$, este:

$$i_T = \frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{R_2 n_2}{R_1 n_1} = 1.$$

De unde

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

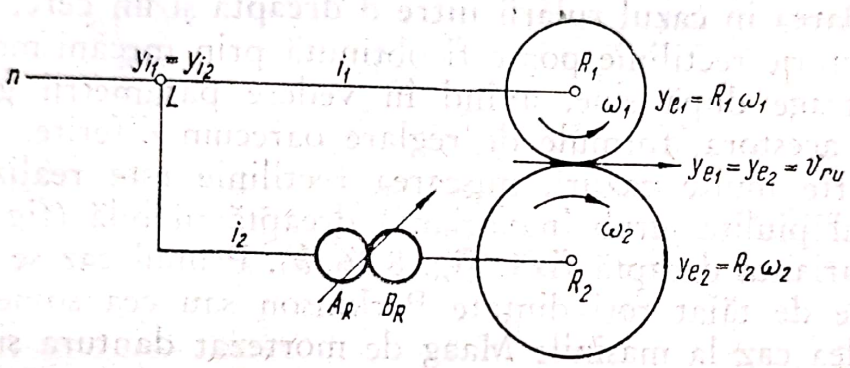


Fig. 8.35. Lanţ cinematic de rulare între două cercuri.

Pe de altă parte, din lanţul cinematic,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i_1} \frac{A_R}{B_R} i_2,$$

astfel că

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{R_1}{R_2},$$

în care $C_R = i_1/i_2$ este constanta lanţului cinematic.

Aceeaşi formulă de reglare se obţine şi în cazul rulării spaţiale, între un con şi o suprafaţă plană (fig. 8.33).

Parametrii geometrici R_1 şi R_2 depind în unele cazuri de numărul „figurilor mobile" Σ_M, care din punct de vedere tehnic sînt denumite numărul de dinţi, numărul de caneluri etc., dispuse pe periferia celor două cercuri. Arcul de cerc corespunzător unei astfel de figuri mobile este pasul p al danturii respective. Dacă z_1 şi z_2 sînt numerele de figuri mobile pe cercurile respective, atunci mărimile paşilor vor fi

$$p_1 = \frac{2\pi R_1}{z_2},$$

$$p_2 = \frac{2\pi R_2}{z_2}.$$

Însă, datorită rulării $p_1 = p_2$, astfel încît

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

și deci formula de reglare capătă forma

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{z_1}{z_2} .$$

c. **Reglarea în cazul rulării între o dreaptă și un cerc.** Mișcarea pe o traiectorie rectilinie poate fi obținută prin mecanisme diferite, ceea ce atrage după sine, avînd în vedere parametrii geometrici diferiți ai acestora, formule de reglare oarecum diferite.

În foarte multe cazuri, mișcarea rectilinie este realizată prin mecanismul piuliță-șurub în varianta dreaptă mobilă (fig. 8.36, *a*), ca și în varianta dreaptă fixă (fig. 8.36, *b*). Primul caz se întîlnește la mașinile de tăiat roți dințate Parkinson sau cea sovietică 515, iar al doilea caz la mașinile Maag de mortezat dantura și mașinile de rectificat Niles.

În ambele cazuri, mărimile de ieșire vor fi

$$y_{e2} = v_2 = R_2 \omega_2 = 2\pi R_2 n_2,$$

$$y_{e1} = v_1 = n_1 p_1,$$

în care p_1 este pasul șurubului mecanismului de translație.

Pentru condiția rulării, $v_2 = v_1 = v_{rul}$, raportul va fi

$$i_T = \frac{y_{e2}}{y_{e1}} = \frac{2\pi R_2 n_2}{n_1 p_1} = 1,$$

deci

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{p_1}{2\pi R_2} .$$

Din lanțul cinematic

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i_1} \frac{A_R}{B_R} i_2$$

și, ca urmare,

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_1}{2\pi R_2},$$

în care $C_R = i_1/i_2$ este constanta lanțului cinematic.

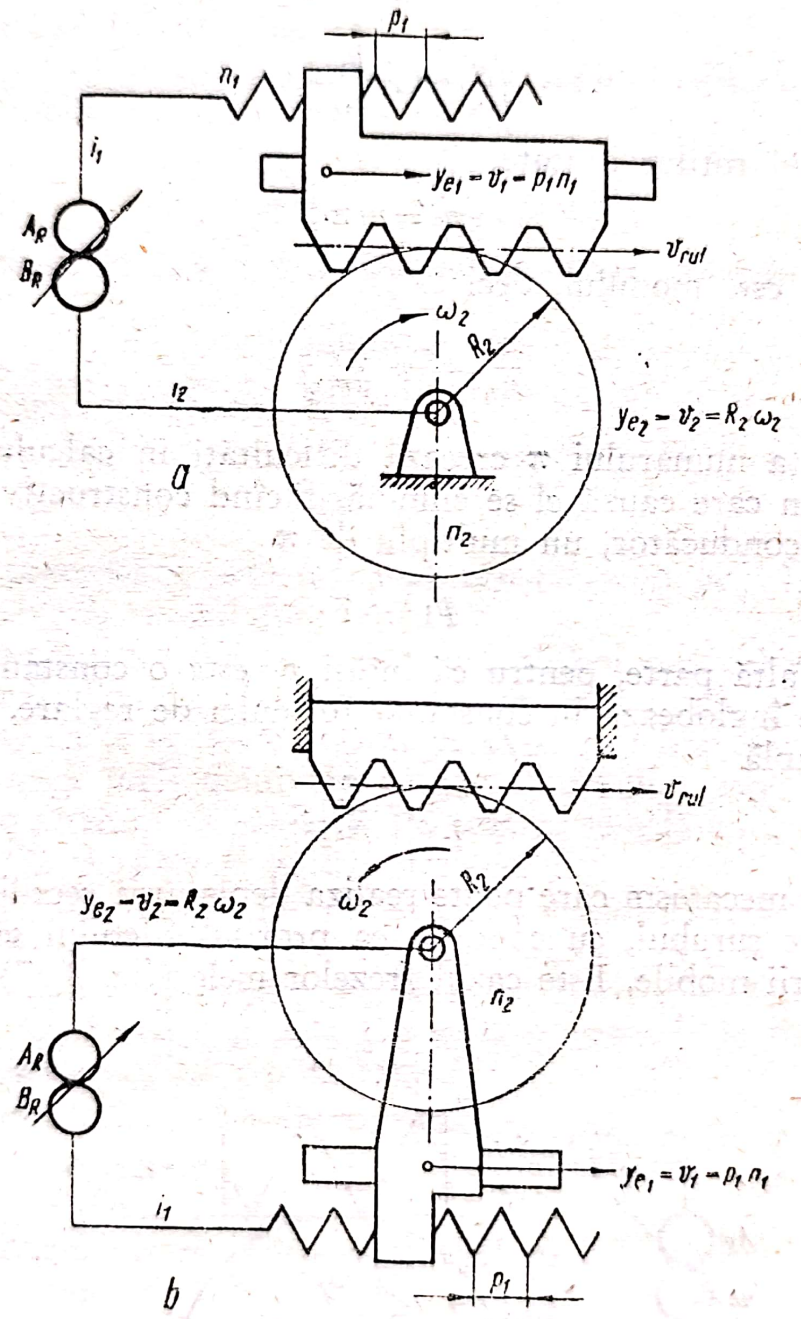


Fig. 8.36. Realizarea mişcării rectilinii prin:
a — rularea între dreapta mobilă şi cerc; *b* — rularea între dreapta fixă şi cerc.

Ca și în cazul precedent, se poate scrie că

$$\frac{2\pi R_2}{z_2} = p_2,$$

astfel că

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_1}{z_2 p_2}.$$

În cazul roților dințate,

$$p_2 = m\pi,$$

în care m este modulul, deci

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_1}{\pi m z_2}$$

Prezența numărului π creează dificultăți în calculul roților de schimb, din care cauză el se elimină, făcînd constructiv pasul p_1 al șurubului conducător, un multiplu de π

$$p_1 = k\pi.$$

Pe de altă parte, pentru că însăși p_1 este o constantă constructivă, ea se înglobează în constanta formulei de reglare, care capătă forma simplă

$$\frac{A_R}{B_R} = \frac{C}{m z_2}.$$

Un alt mecanism care poate realiza deplasarea rectilinie a figurii mobile este șurubul, cu condiția ca profilul filetului să fie identic cu al figurii mobile. Este cazul frezelor melc (fig. 8.37).

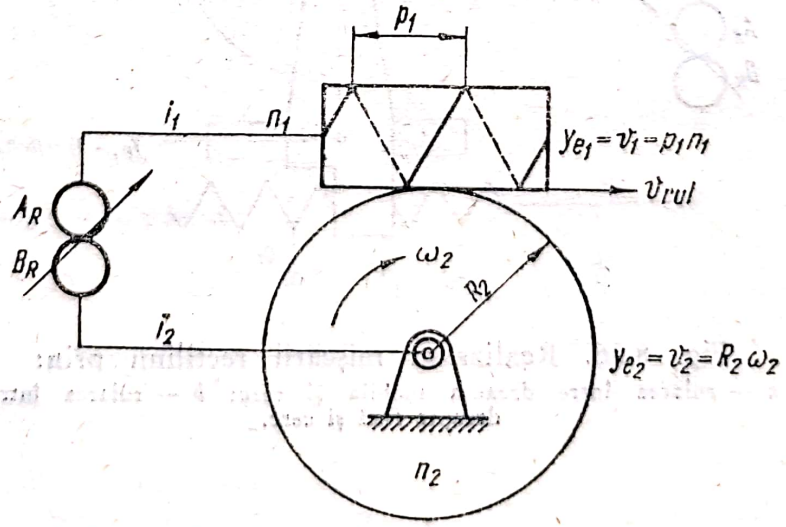


Fig. 8.37. Rularea în cazul frezelor melc.

Pentru o rotaţie a frezei melc, profilul său se deplasează cu un pas, deci viteza de deplasare va fi

$$v_1 = n_1 p_1$$

şi corespunde mărimii de ieşire y_{e_1}.

Ca şi în cazul precedent, formula de reglare rezultă, în cazul prelucrării roţilor dinţate,

$$\frac{A_R}{B_R} = C_R \frac{p_1}{\pi m z_2}.$$

Dar pasul frezei melc este identic cu pasul danturii roţii în prelucrare

$$p_1 = \pi m,$$

astfel că formula de reglare devine

$$\frac{A_R}{B_R} = \frac{C_R}{z_2}$$

şi diferă de precedenta prin mărimea constantei şi prin lipsa de la numitor a mărimii modulului.

Un alt mecanism folosit în obţinerea rulării este cel cu tambur rulant pe benzi metalice (fig. 8.38), utilizat la maşinile de rectificat dantura Maag ca şi la unele maşini de tăiat roţi dinţate conice.

Un mecanism bielă-manivelă M (sau hidraulic) asigură o mişcare rectilinie alternativă saniei S. Pe aceasta se află axul A, solidar cu tamburul T, şi piesa P supusă prelucrării.

Pe tambur sînt înfăşurate două benzi metalice B_1 şi B_2, astfel că, prin deplasarea rectilinie a saniei S cu viteza v_1, tamburul capătă şi o mişcare de rotaţie ω_T în afara translaţiei axului său A cu viteza v_1. Ca urmare şi piesa va avea o mişcare de translaţie şi una de rotaţie cu aceiaşi parametri.

Sania şi tamburul formează un mecanism la care

$$y_{i_1} = v_1, \quad y_{e_1} = \omega_T,$$

iar axul cu piesa, un al doilea mecanism la care

$$y_{i_2} = \omega_R = \omega_T, \quad y_{e_2} = v_2.$$

Rapoartele de transfer vor fi

$$i_1 = \frac{y_{e_1}}{y_{i_1}} = \frac{\omega_T}{v_1} = R_1$$

$$i_2 = \frac{y_{e_2}}{y_{i_2}} = \frac{v_2}{\omega_P} = \frac{1}{R_2},$$

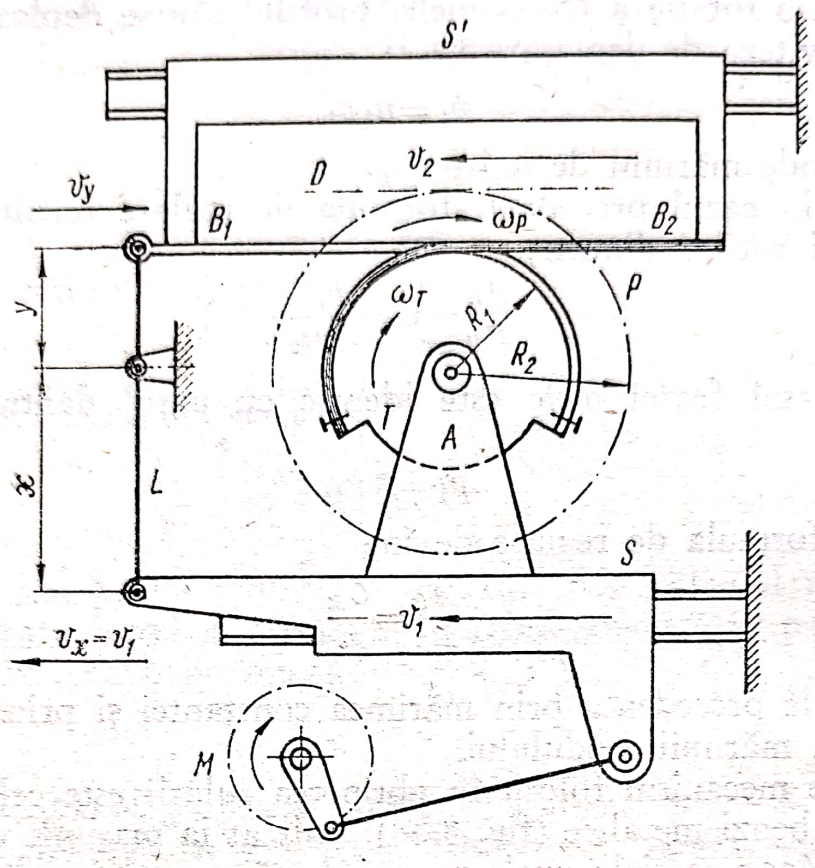


Fig. 8.38. Tambur rulant pe benzi.

în care R_1 și R_2 sînt razele respective. Raportul de transfer total

$$i_T = i_1 i_2 = \frac{\omega_T}{v_1} \frac{v_2}{\omega_P} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Deoarece tamburul T și piesa P sînt solidare pe același ax, avem $\omega_P = \omega_T$ și deci

$$i_T = \frac{y_{e_2}}{y_{t_1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Pentru a exista rulare, este necesar ca $v_2 = v_1 = v_{rul}$ și deci $R_1 = R_2$, adică raza tamburului trebuie să fie egală cu a piesei.

Această condiție este dificil de realizat practic, în special din punct de vedere economic, deoarece R_2, raza piesei, fiind raza primitivă a unei roți dințate, este funcție de modul și numărul de dinți

$$R_2 = \frac{mz_2}{2}$$

și ar implica un număr foarte mare de tamburi cu razele respective.

Soluționarea practică a acestei probleme constă în a realiza o rulare cu alunecare a tamburului, pentru obținerea rulării fără alunecare a cercului P pe dreapta D. Ea se obține printr-o mișcare

rectilinie, dată suportului pe care sînt fixate benzile B_1 şi B_2, prin intermediul unei pîrghii L, solidară la unul din capete cu sania S.

În această situaţie,

$$v_1' = v_1 - v_y = R_1 \omega_T - v_y.$$

Pe de altă parte,

$$v_2 = R_2 \omega_P,$$

dar $v_1' = v_2$ datorită vitezei suplimentare v_y, iar $\omega_P = \omega_T$, piesa şi tamburul fiind solidare pe acelaşi ax, astfel că, notînd $\omega = \omega_P = \omega_T$,

$$R_2 \omega = R_1 \omega - v_y.$$

Datorită pîrghiei de braţe x şi y,

$$v_y = v_x \frac{x}{y} = v_1 \frac{x}{y} = R_1 \omega.$$

Prin înlocuire în expresia precedentă, se obţine

$$x = y\left(\frac{R_1}{R_2} - 1\right),$$

în care x este lungimea braţului reglabil al pîrghiei, iar y, lungimea braţului fix, R_1 raza tamburului şi R_2 raza piesei.

Construcţia permite folosirea unui tambur pentru piese (roţi), avînd raze diferite, ceea ce reduce considerabil numărul de tambure necesare, dînd în acelaşi timp posibilitatea reglării foarte precise a procesului de rulare.

d. **Rularea între un plan şi un cilindru** (fig. 8.32) se reduce la rularea între dreapta şi cercul rezultat prin secţionarea cu un plan normal pe axa cilindrului, astfel încît cele de mai sus se aplică întocmai şi acestui caz de rulare spaţială.

e. **Repetarea profilului.** Una din problemele specifice ale rulării pe o dreaptă este determinată de posibilitatea repetării profilului reprodus prin rulare.

Fig. 8.39 exemplifică cazul general, lungimea rulantei l trebuie să fie egală cu lungimea $2\pi R_p$ a bazei, pentru a putea avea loc o rulare completă a cercului pe dreaptă. Din această condiţie rezultă că pe rulantă trebuie să existe un număr z_S de profile, egal cu numărul z_P de profile ce trebuie realizate pe bază. Ca urmare, lungimea sculei (rulantei) trebuie să fie egală cu a cercului de bază a piesei şi să posede un număr egal de profile, cerinţă dificil dacă nu imposibil de satisfăcut, atît din punct de vedere tehnic cît şi economic (scule scumpe şi numeroase, funcţie de produsul mz_p).

Din aceste considerente, rularea se face periodic, printr-un procedeu de divizare. Scula posedă un număr foarte redus de profile (2—5), rularea cu piesa avînd loc pe o lungime egală cu unu sau doi pași, după care scula (sau piesa) revine în poziția inițială, reîncepînd operația de rulare.

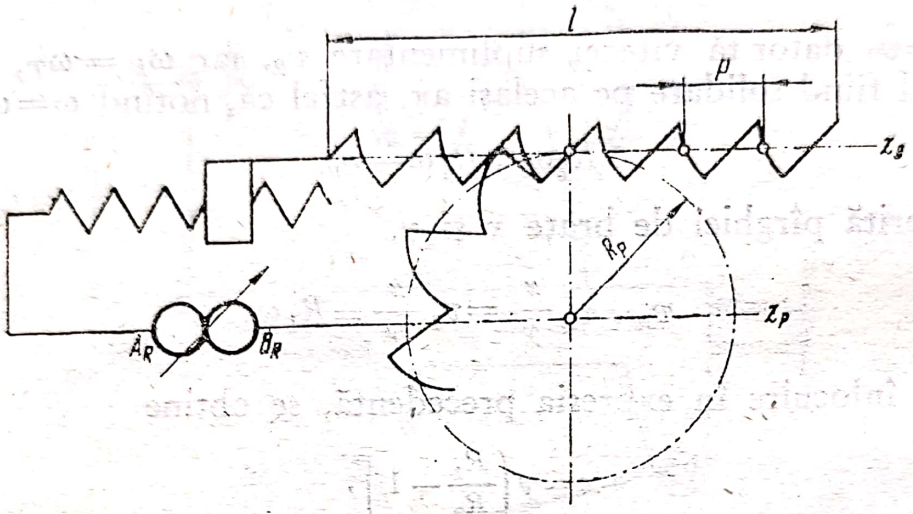


Fig. 8.39. Repetarea profilului generator.

Divizarea se poate realiza în două moduri, după cum rularea se face cu dreaptă mobilă sau fixă.

În primul caz (fig. 8.40), scula se deplasează, axa piesei fiind fixă. Fazele generării unui singur profil sînt:

1) rulare (generarea profilului);
2) retragerea sculei — piesa nu se rotește;
3) înapoierea sculei în poziția inițială (divizarea);
4) apropierea sculei.

La rularea cu dreaptă fixă (fig. 8.41), scula nu se deplasează (mașina Maag). Fazele sînt:

1) rulare (generarea profilului);
2) înapoierea piesei în poziția inițială numai prin deplasare fără rotire;
3) divizarea;
4) apropierea sculei (sau a piesei),

după care ciclul de prelucrare reîncepe. În ambele cazuri nu s-au luat în considerare mișcările suplimentare pentru eliminarea jocurilor din lanțurile cinematice ale mașinii-unelte, jocuri care afectează negativ divizarea.

Scanned with OKEN Scanner

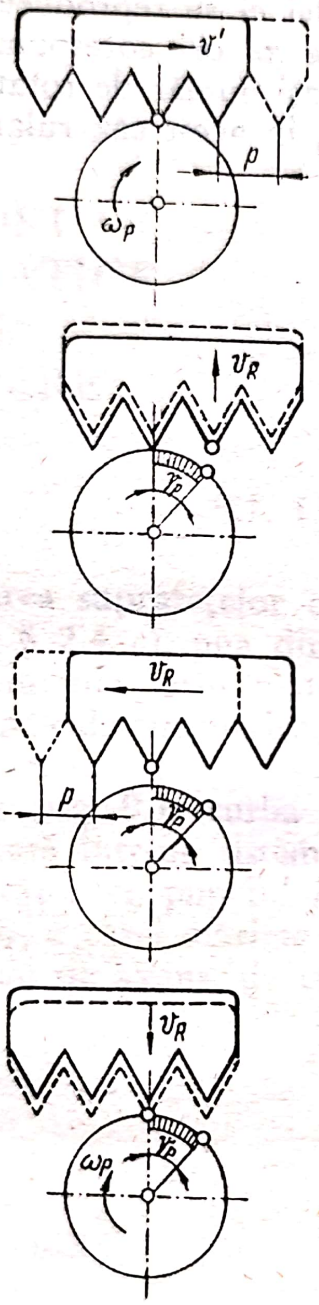


Fig. 8.40. Ciclul de lucru în cazul rulării cu dreaptă mobilă.

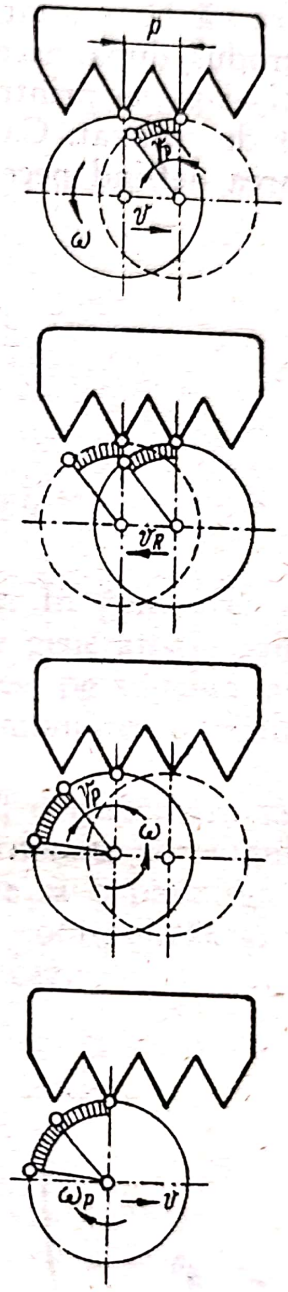
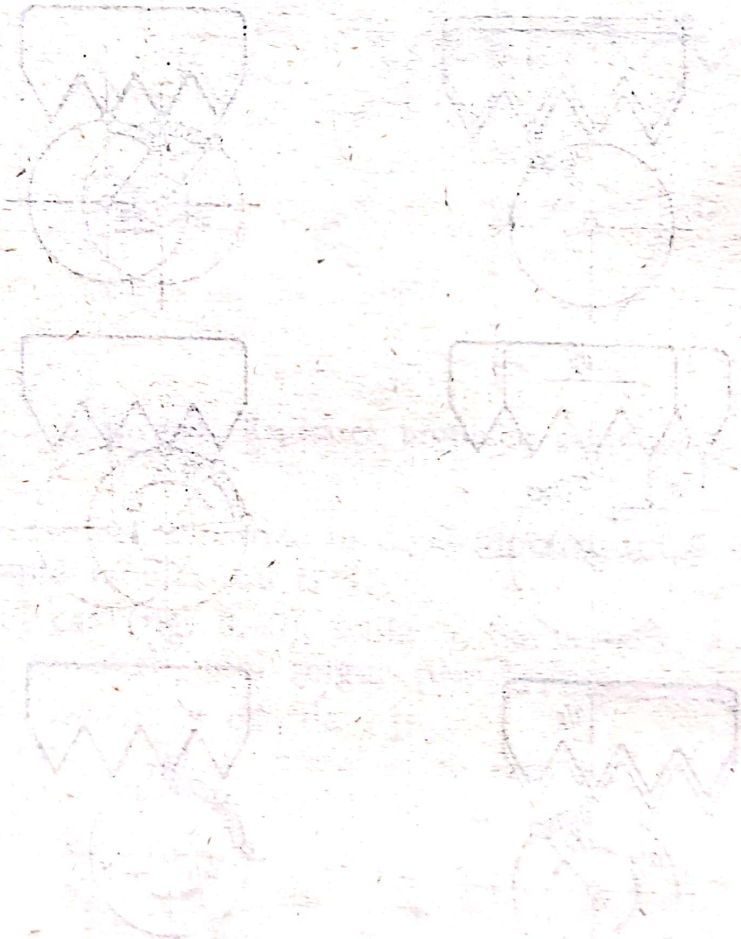


Fig. 8.41. Ciclul de lucru în cazul rulării cu dreaptă fixă.

Scanned with OKEN Scanner

Rularea cu freză melc (fig. 8.37) este tot o rulare cu dreaptă mobilă însă, datorită faptului că profilul generator se află pe o elice şi pentru că la o rotaţie a sculei el se reproduce, evident că poate fi reprodus după necesitate de z_P ori corespunzător numărului de dinţi ai piesei printr-un acelaşi număr de rotaţii ale sculei, operaţie uşor de realizat. Ca urmare, în acest caz rularea este continuă, divizarea nefiind necesară.



Scanned with OKEN Scanner

9. LANŢURI CINEMATICE DE COPIERE

9.1. COPIEREA

a. **Generarea suprafeţelor complexe.** În generarea suprafeţelor complexe (v. § 2.4, *c*), una din curbele generatoare sau ambele nu pot fi realizate nici prin materializarea pe muchia aşchietoare a sculei şi nici pe cale cinematică, prin combinarea de traiectorii rectilinii şi circulare.

Astfel, fie (fig. 9.1) curba plană *C*, o directoare sau o generatoare, exprimată într-un sistem de coordonate rectangulare sau polare. În generarea ei, punctul *N* trebuie să o parcurgă cu o viteză tangenţială v_T, a cărei mărime poate fi corespunzătoare unei viteze de aşchiere sau de avans, de la caz la caz.

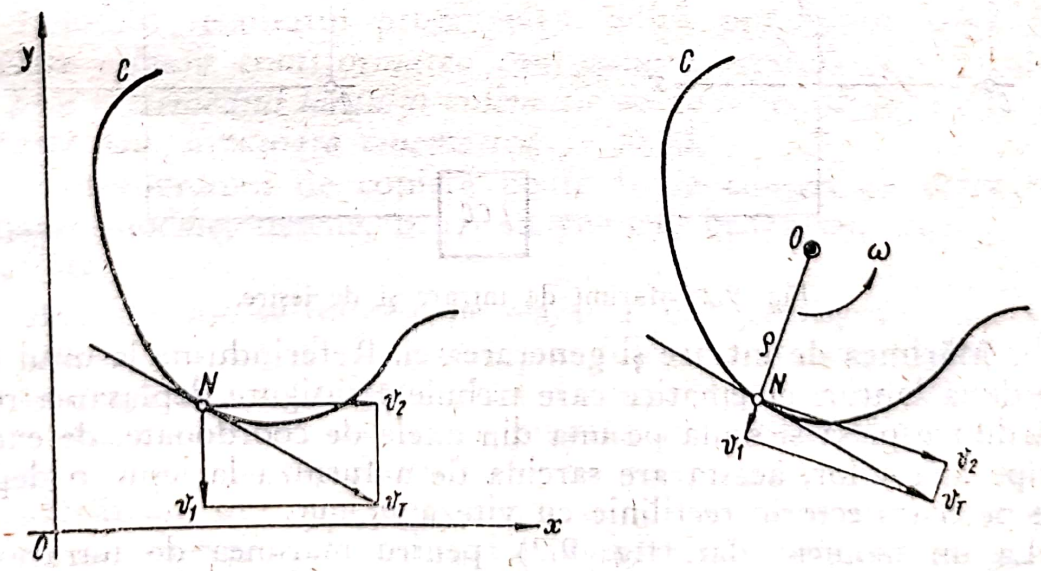


Fig. 9.1. Curbe plane în generarea suprafeţelor complexe.

Vitezele v_1 și v_2 de pe direcțiile sistemului de coordonate, realizabile prin mecanismele cunoscute, se vor exprima prin

$$v_1 = v_T \sin \theta,$$
$$v_2 = v_T \cos \theta,$$

în care, dacă v_T trebuie să fie constant, datorită cerințelor tehnologice, unghiul θ dintre v_2 și v_T este continuu variabil, datorită alurei curbei C.

Realizarea mișcărilor de pe traiectoriile respective cu vitezele corespunzătoare, folosind lanțurile cinematice cunoscute, la care mărimea de intrare este constantă, nu este posibilă.

Mai mult decît atît, condiția de coordonare a mărimilor de ieșire ale celor două lanțuri cinematice, exprimată prin relația

$$\frac{v_1}{v_2} = \operatorname{tg} \theta,$$

în care θ nu este constant ca în cazul generării altor curbe studiate anterior, complică soluționarea acestei probleme.

Cauzele citate conduc la utilizarea unor lanțuri cinematice la care mărimea de intrare poate fi variată în conformitate cu legile generării curbei în cauză, denumite *lanțuri cinematice de copiere*.

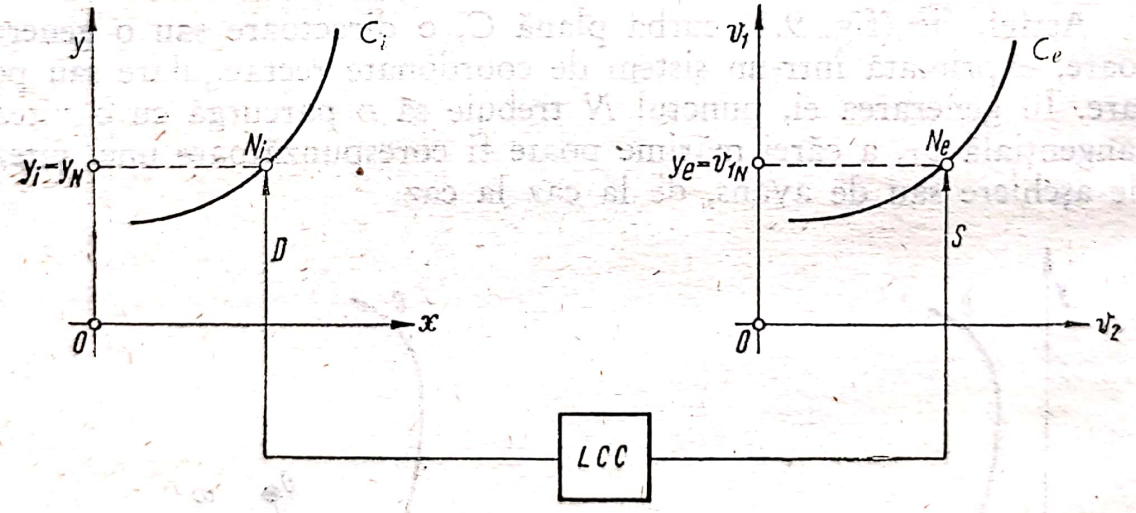


Fig. 9.2. Mărimi de intrare și de ieșire.

b. **Mărimea de intrare și generarea ei.** Referindu-ne la unul din cele două lanțuri cinematice care trebuie să asigure deplasarea relativă dintre piesă și sculă pe una din axele de coordonate, de exemplu pe axa y-lor, acesta are sarcina de a furniza la ieșire o deplasare pe o traiectorie rectilinie cu viteza v_1.

La un moment dat (fig. 9.2), pentru mărimea de intrare y_i, egală cu ordonata y_N a punctului N_i al curbei C_i, mărimea de

ieşire y_e trebuie să fie egală cu viteza v_{1N} a deplasării sculei pe traiectoria C_e, în punctul N_e.

Rezultă că la capătul de intrare al lanţului cinematic de copiere trebuie să existe două elemente esenţiale şi specifice:

— curba C_i, materializată sau generată într-un mod oarecare şi

— un mecanism D, care să poată sesiza, palpa şi urmări curba C_i.

În linii generale, materializarea curbei C_i este denumită *programare*, suportul curbei fiind un *portprogram*. Mecanismul D care sesizează curba de pe portprogram se numeşte *sesizor*.

Funcţie de natura portprogramului, mărimea de intrare poate fi de naturi diferite: deplasări, tensiuni, intensităţi de curent sau de flux luminos, presiuni etc.

c. **Definirea copierii.** În § 2.4 se tratează şi se exemplifică cazurile generale ale generării suprafeţelor complexe, iar în §§ 2.2 şi 2.3, cazurile generatoarelor şi directoarelor programate.

Programarea, conform celor arătate mai sus şi în paragrafele citate, este operaţia de transpunere a unui program pe un portprogram. În particular, pentru maşinile-unelte şi în scopul bine determinat al generării suprafeţelor, *programarea constă în totalitatea operaţiilor necesare transpunerii unei curbe, directoare sau generatoare, pe un portprogram.*

Se găseşte necesară această precizare, deoarece pe maşinile-unelte se mai poate folosi programarea (comanda după program) a unor operaţii auxiliare: pornirea, oprirea maşinii, schimbarea vitezelor de aşchiere etc., care nu afectează generarea suprafeţelor.

Folosind rezultatul programării, adică programul, *operaţia de copiere asigură transformarea conţinutului acestuia şi transpunerea sa prin intermediul lanţului cinematic de copiere sub forma de generatoare sau directoare cinematică pe piesă.*

Portprogramul de copiere poate fi de construcţii diferite: şabloane, modele, desene, benzi magnetice, benzi sau cartele perforate etc.

Actualmente se folosesc pe scară largă portprograme sub forma de şablon sau model. În paralel cu folosirea acestora sînt tendinţe de utilizare şi a celorlalte genuri de portprograme citate, caracterizate prin necesitatea codificării programului. Pînă în prezent, rezultatele obţinute la copiere cu astfel de portprograme nu sînt complet satisfăcătoare din punct de vedere tehnic şi economic, ceea ce justifică menţinerea şabloanelor şi a modelelor în procesul de generare a suprafeţelor pe maşinile-unelte.

Scanned with OKEN Scanner

Copierea este denumită *plană* sau bidimensională, cînd se generează una din curbele necesare generării suprafeței prelucrate, și copiere *spațială* sau tridimensională, în cazul generării ambelor curbe generatoare.

La copierea plană se folosește în majoritatea cazurilor un singur șablon, după cum la copierea spațială se folosește un singur model.

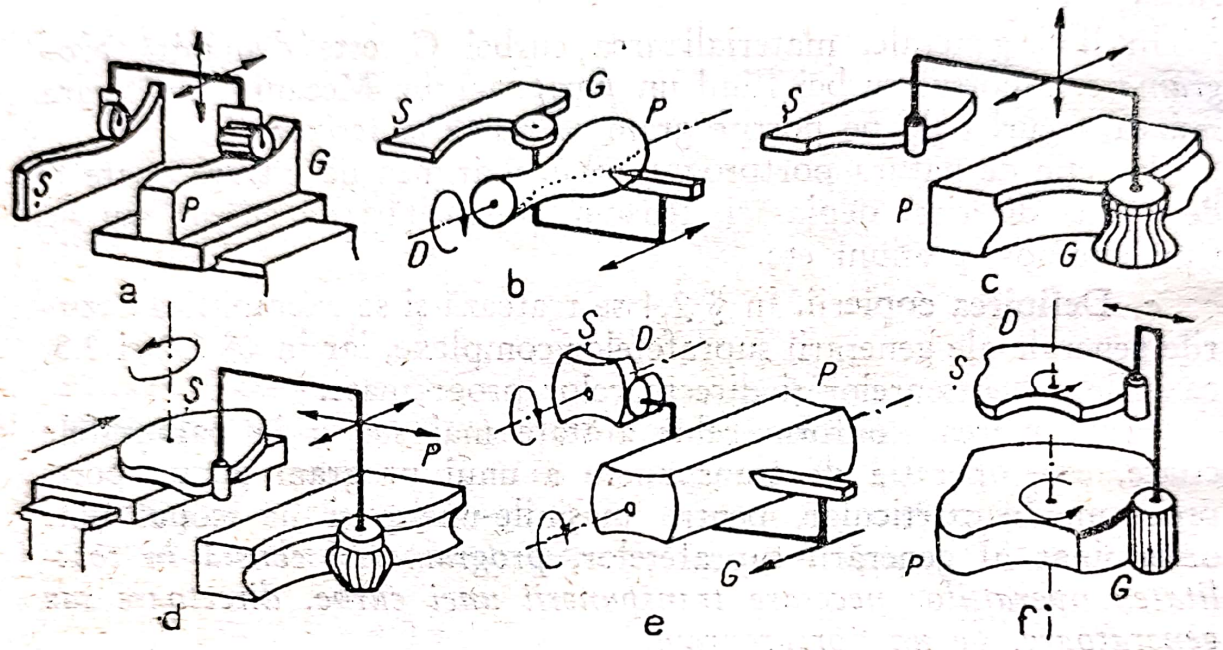


Fig. 9.3. Șabloane:
a, b, c — cu contur deschis; *d, e, f* — cu contur închis.

Șablonul reprezintă în coordonate carteziene sau polare curba care urmează să fie reprodusă. Ea formează *conturul* șablonului care poate fi *deschis* (fig. 9.3, *a, b, c*) sau *închis* (fig. 9.3, *d, e, f*).

Curba materializată pe șablon poate fi o generatoare (fig. 9.3, *b*) sau o directoare (fig. 9.3, *a, c, d, e, f*) reprezentate în coordonate ortogonale (fig. 9.3, *a, b, c*) sau polare (fig. 9.3, *d, e, f*).

Modelul reprezintă în coordonate carteziene spațiale sau cilindrice, de obicei la aceeași scară, suprafața ce urmează a fi reprodusă. Suprafața modelului este totdeauna deschisă, în cazul coordonatelor carteziene spațiale (fig. 9.4, *a*), și aproape totdeauna închisă, în cazul coordonatelor cilindrice (fig. 9.4, *b*).

d. **Avansurile de copiere.** În marea majoritate a cazurilor, mișcarea de copiere este o mișcare de avans pe generatoare (fig. 9.3, *b*) sau de avans pe directoare (fig. 9.3, *a, c, d, f*) și mai rar o mișcare principală cu viteză de așchiere (fig. 9.3, *e*), din care cauză mișcările de copiere sînt denumite *mișcări de avans de copiere*, iar vitezele cu care se efectuează, viteze de avans de copiere.

Cum pe de altă parte copierea în coordonate carteziene plane sau spaţiale are o largă răspîndire, vitezele de avans şi avansurile au căpătat denumirile direcţiilor pe care au loc: *viteze de avans* v_x, v_y, v_z, respectiv *avansurile*, s_x, s_y, s_z.

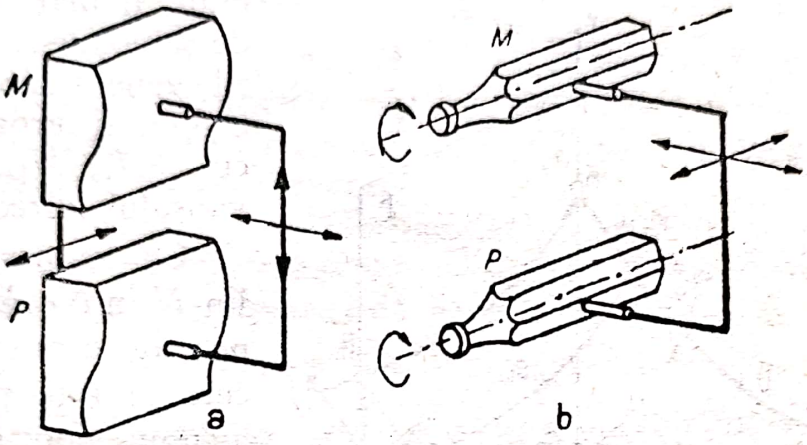


Fig. 9.4. Modele:
a — cu suprafaţa deschisă; *b* — cu suprafaţa închisă.

Funcţie de modul în care se obţine legătura de coordonare între lanţurile cinematice de copiere, cele trei avansuri sînt denumite:
— avans de copiere,
— avans de transport,
— avans de alimentare,
vitezele mişcărilor de avans respective căpătînd şi ele denumirile corespunzătoare.

În funcţie de modul continuu sau discontinuu în care se realizează urmărirea şablonului sau a modelului, se deosebesc două moduri de copiere: *copiere continuă* şi *copiere discontinuă*.

e. **Procesul copierii.** Copierea spaţială reprezintă cazul cel mai general al copierii, necesitînd deplasarea pe trei coordonate a sculei în raport cu piesa. Două din aceste deplasări (fig. 9.5) pe direcţiile y şi x generează generatoarea G, iar a treia deplasare pe direcţia z, generează directoarea D.

Evident că aceste trei deplasări nu se pot face concomitent, deoarece generatoarea elementară, muchea aşchietoare a sculei, nu poate genera decît o mică porţiune a directoarei D în lungul generatoarei G. Ca urmare scula trebuie mereu repoziţionată pentru generarea directoarei.

Din această cauză, suprafaţa piesei este generată prin treceri succesive din M în N, apoi din N_1 în M_1 şi aşa mai departe, dis-

tanțele MM_1, $M_1M_2\cdots$ fiind suficient de mici pentru a asigura o rugozitate corespunzătoare suprafeței obținute, întrucît aceste distanțe reprezintă avansul director u.

Obținerea suprafeței în acest mod, prin copierea unui model, este în totul identică cu obținerea aceleiași suprafețe prin copierea unui număr oarecare n de șabloane avînd ca profil generatoarele G, G_1, $G_2\cdots$ și grosimea egală cu MM_1, $M_1M_2\cdots$ a avansului director.

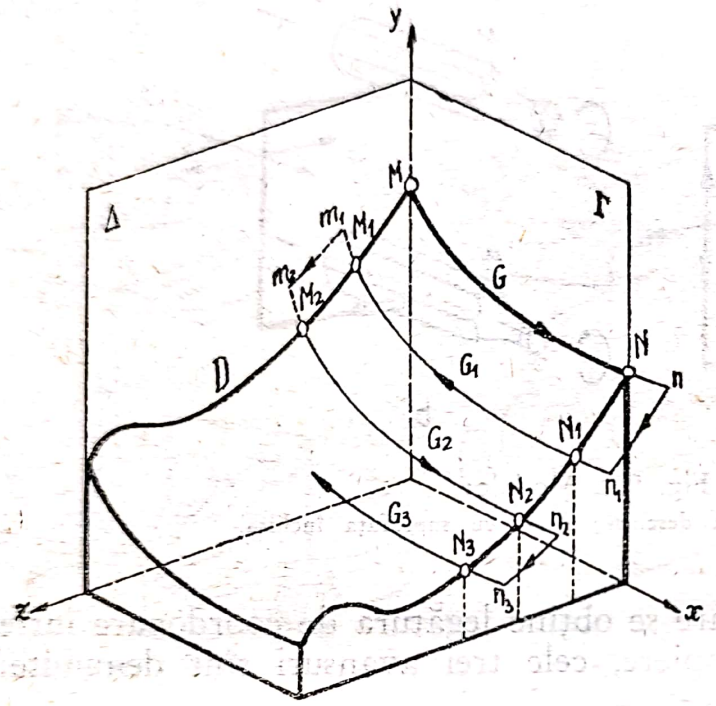


Fig. 9.5. Procesul copierii spațiale.

Ca urmare, trecerea din N în N_1, M_1 în M_2 etc. necesită o mișcare de aducere în fața palpatorului a unui nou șablon, din care cauză ea este numită *mișcare de alimentare* (a palpatorului). Mărimea NN_1, $M_1M_2\cdots$ este denumită *avans de alimentare*, și după cum rezultă, este un avans director periodic.

Generarea generatoarei G la fiecare trecere se face pe cale cinematică, și după cum s-a arătat (fig. 9.1), ar fi de dorit ca viteza tangențială v_T să fie constantă ca mărime, condiție cerută de procesul de așchiere și de uniformitatea rugozității suprafeței generate.

Condiția menținerii constante a vitezei v_T prezintă dificultăți tehnice foarte mari, întrucît componentele acesteia:

$$v_1 = v_T \sin\theta,$$
$$v_2 = v_T \cos\theta,$$

sînt continuu variabile funcție de unghiul θ.

Soluția adoptată în rezolvarea acestei probleme constă în renunțarea la condiția realizării constante a vitezei tangențiale v_T, însă cu menținerea relației dintre cele două viteze componente

$$\frac{v_1}{v_2} = \operatorname{tg}\theta,$$

prin adoptarea uneia dintre viteze, de obicei v_2 de pe direcţia x, de mărime constantă

$$v_2 = v_x = \text{Ct},$$

astfel încît rezultă

$$v_1 = v_y = v_x \text{ tg } \theta.$$

Mişcarea pe direcţia x, cu viteză constantă, a palpatorului şi deci şi a sculei, este denumită *mişcare de transport* şi ea asigură realizarea *avansului de transport*. Avansul de transport este un *avans continuu* cu viteză constantă.

Mişcarea pe direcţia y este comandată de şablon şi este denumită *mişcarea de copiere*, care generează *avansul de copiere*, realizat printr-o mişcare cu viteză variabilă funcţie de unghiul θ.

9.2. STRUCTURA ŞI ELEMENTELE LANŢURILOR CINEMATICE DE COPIERE

a. Structură. Cele trei lanţuri cinematice care asigură copierea spaţială se deosebesc între ele prin funcţiile pe care trebuie să le îndeplinească.

Lanţul cinematic de alimentare asigură obţinerea avansului de alimentare caracterizat prin periodicitatea sa, funcţie de ciclul de parcurgere a unei generatoare ca şi prin mărimea avansului director u condiţionat de rugozitatea suprafeţei pe direcţia directoarei.

Din punct de vedere structural, el este un lanţ cinematic de avans periodic şi conţine mecanismele caracteristice unui astfel de lanţ cinematic.

În copierea plană, după şablon, lanţul cinematic de alimentare nu există.

Lanţul cinematic de transport realizează avansul de transport caracterizat prin avansul continuu, deci printr-o mişcare cu viteză de avans constantă.

Structural, el va conţine mecanismele unui lanţ de avans continuu, mecanic sau hidraulic.

Lanţul cinematic de copiere, realizînd avansul de copiere, trebuie să asigure, pe de o parte, contactul continuu al palpatorului cu şablonul (fig. 9.6), iar pe de altă parte, deplasarea sculei, identică cu a palpatorului şi pe aceeaşi direcţie. Soluţia imediată şi cea mai sigură în ceea ce priveşte egalitatea dintre mărimea de ieşire şi cea de intrare constă în solidarizarea sculei cu palpatorul pe o

Scanned with OKEN Scanner

sanie comună, contactul dintre palpator-șablon și sculă-piesă fiind realizat prin forța dezvoltată de un arc R. În unele construcții, forța de contact este realizată de o contragreutate, de un sistem hidraulic sau pe cale magnetică.

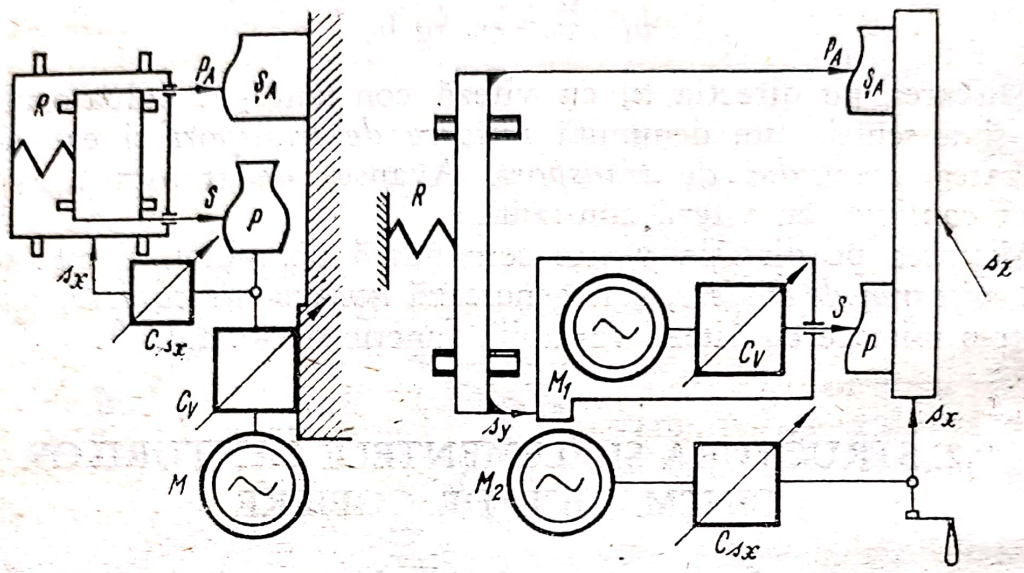


Fig. 9.6. Lanțuri cinematice de copiere mecanică:
a — prin strunjire; *b* — prin frezare.

Ca urmare, lanțul cinematic de copiere este simplu în comparație cu alte lanțuri cinematice, caracterizîndu-se prin *rigiditatea* legăturii palpator-sculă și prin contactul palpator-șablon, realizat printr-o *forță de contact* obținută într-un mod oarecare.

Precizia de reproducere, de copiere, este condiționată de rigiditatea legăturii dintre palpator și sculă. Realizarea ei pe cale mecanică printr-o construcție monobloc, sanie pe care este montat atît palpatorul cît și scula reprezintă soluția cea mai bună, însă ridică unele probleme în ceea ce privește construcția și exploatarea șablonului.

Forța exercitată de arcul R trebuie să fie cel puțin egală, dacă nu mai mare, decît componenta forței de așchiere pe direcția contactului sculă-piesă. Această forță poate ajunge, în unele cazuri, pînă la 1 500 kg și chiar mai mult. Ea se transmite prin palpator șablonului.

Cum suprafața de contact dintre palpator-șablon trebuie să fie cît mai mică, teoretic punctiformă, presiunea specifică de contact este foarte mare, ceea ce atrage după sine o mare uzură a celor două piese în contact. Din această cauză, atît palpatorul cît și

şablonul trebuie confecţionate din materiale foarte rezistente la astfel de solicitări, din oţeluri călite. Tehnologia de fabricaţie a unor astfel de şabloane este foarte dificilă şi foarte costisitoare, avînd în vedere şi precizia de execuţie a lor, şi cu atît mai costisitoare, cu cît profilul şablonului este mai complicat.

Această cauză a condus la căutarea altor soluţii, care să permită obţinerea unui şablon (sau model) mai economic sub aspectele citate, concomitent cu realizarea forţei de contact sculă-piesă, necesară în procesul de aşchiere.

Există numeroase soluţii ale acestei probleme, care principial se pot încadra în forma următoare.

Palpatorul P_A (fig. 9.7) se află sub acţiunea unui resort R care asigură o forţă de contact de ordinul a 200···300 gf, ceea ce conduce la folosirea unor şabloane ce pot fi mult mai uşor confecţionate şi care au o durabilitate mult mai mare decît în cazul precedent. Există încercări de a realiza această presiune de contact şi mai mică, pînă la a fi nulă, şi anume în construcţiile în care palpatorul nici nu ia contact direct cu şablonul ca, de exemplu, în cazul palpatoarelor pneumatice sau cu celule fotoelectrice.

În toate aceste cazuri, palpatorul nu mai este solidarizat rigid cu sania portsculă, ci el *comandă* un lanţ cinematic, hidraulic sau electric, care acţionează această sanie, sistem care poate asigura forţa de contact sculă-piesă, care amplifică deci forţa de contact palpator-şablon, foarte mică, pînă la mărimea forţei de contact sculă-piesă cu ajutorul unui amplificator A, asigurînd în acelaşi timp ca mărimea de ieşire y_e să fie identică cu mărimea de intrare y_i condiţionată de şablon.

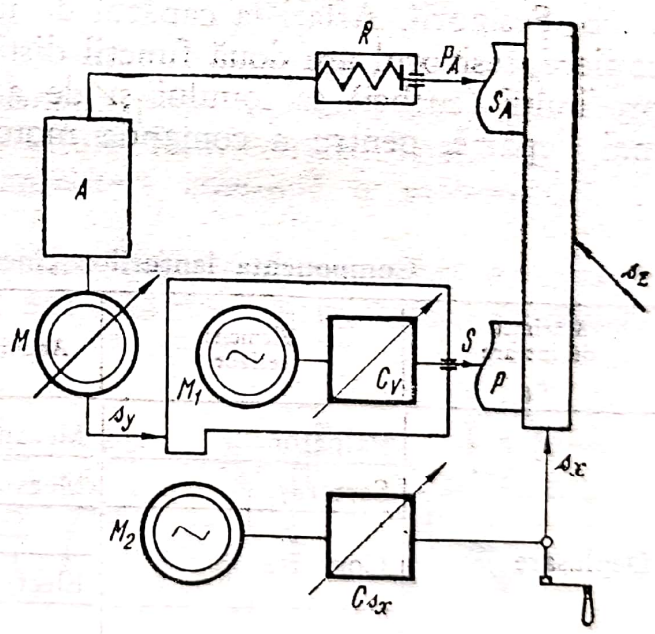


Fig. 9.7. Lanţ cinematic de copiere cu amplificarea forţei de contact sculă-piesă.

Palpatorul sub acţiunea unor variaţii mici ale forţei arcului R trebuie să declanşeze variaţii mari de energie, care să poată acţiona motorul M al saniei portsculă. După cum se ştie, orice sistem de amplificare are anumite calităţi, dar şi anumite scăderi, printre

care cel mai important constă încă în dificultatea amplificării liniare (fără deformații) într-un domeniu mai larg. Neliniaritatea amplificării conduce la mărimi de ieșire deformate, diferite de mărimile de intrare și, ca urmare, din punctul de vedere al reproducerii profilului șablonului pe piesă vor rezulta profile cu unele erori, ceea ce constituie încă un dezavantaj al acestor sisteme.

Ca amplificatoare se folosesc sisteme hidraulice, electrice și electronice, fiecare avînd calități din punct de vedere tehnic și economic, în diferite cazuri, ceea ce justifică varietatea sistemelor de copiere folosite actualmente.

Tabela III permite o vedere de ansamblu asupra componenței lanțurilor cinematice de copiere.

Lipsa de rigiditate a acestor sisteme, în afara amplificării neliniare în anumite domenii, limitează utilizarea lor, în cazurile în care precizia reproducerii primează. Erorile pe care le dau aceste sisteme nu coboară sub $\pm 0{,}02$ mm, valoare care pentru numeroase piese mecanice este foarte mare, astfel încît le face inutilizabile, sistemul de copiere mecanic, cu toate deficiențele sale menționate, fiind încă corespunzător.

b. **Sesizorii.** Aflați la capătul de intrare în lanțul cinematic de copiere, sesizorul are două funcții distincte: de a recepționa variația profilului (curbei) șablonului și de a transmite această informație mai departe, pentru a comanda motorul care acționează mecanis-

Tabela III

Componența lanțurilor cinematice de copiere

Mărimea de intrare y_i	Element sesizor	Amplificator	Element transmițător	Element executor
Deplasare	Palpator	Mecanic	Mecanic	Mecanic
	Sertăraș	Mecanic	Hidraulic	Hidraulic
	Contacte	—	Electric	Mecanic
		Electronic		
	Electromagnetic	Electronic	Electric	Mecanic
			Hidraulic	Hidraulic
Intensitate luminoasă	Celulă foto	Electronic	Electric	Mecanic
			Hidraulic	Hidraulic
Presiune aer	Ajutaj	Electronic	Electric	Mecanic
			Hidraulic	Hidraulic
		Hidraulic	Hidraulic	Hidraulic

mele avansului de copiere, deci în final care acţionează sania portsculă.

Între sesizor şi motorul respectiv există însă aparatajul de amplificare, aparataj care poate fi extrem de simplu, chiar inexistent la sistemele mecanice de copiere, sau deosebit de complex la sistemele cu amplificatori electrici, hidraulici, pneumatici, electronici sau combinaţi.

Funcţie de contactul dintre palpatorul sesizorului şi şablon, sesizorii se împart în două categorii:

— cu contact direct cu şablonul,
— fără contact sau cu contact indirect.

În prima categorie intră sesizorii al căror palpator, sub acţiunea arcului R, se află continuu în contact cu şablonul, presiunea de contact fiind datorită unei forţe de ordinul a 200···300 gf.

A doua categorie de sesizori se rezumă la cei pneumatici şi cei optici, la primii contactul realizîndu-se printr-un jet de aer, iar la cei optici, prin raze luminoase.

Din punctul de vedere al continuităţii transmiterii informaţiei, sesizorii se împart, de asemenea, în două grupe:

— cu transmitere continuă,
— cu transmitere discontinuă sau prin impulsuri.

Sesizorii care transmit informaţia prin impulsuri sînt de natură electrică, cu contacte sau cu celule fotoelectrice. Toate celelalte genuri de sesizori sînt cu transmitere continuă a informaţiei, a mărimii de intrare.

Sesizorii cu contact direct sînt cei rigizi mecanic, denumiţi: deget palpator, dorn de copiere sau rolă de copiere, sesizorii hidrau-

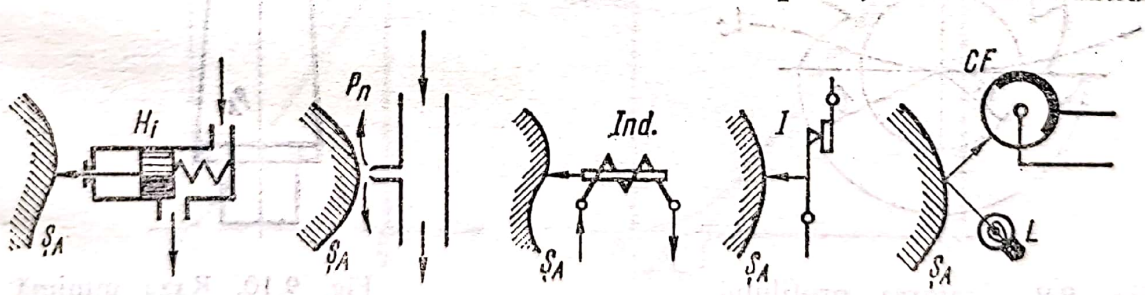


Fig. 9.8. Diferite genuri de sesizori.

lici (fig. 9.8) care constau din săltăraşe, sesizori pneumatici constînd din ajutaje, sesizori electrici inductivi capacitivi sau cu contacte şi sesizori fotoelectrici.

c. **Portprogramul.** Portprogramul se prezintă sub formă de şablon sau model, identic ca formă cu suprafaţa ce urmează a fi

reprodusă, sub formă de desen în cazul folosirii celulelor fotoelectrice ca sesizori și sub formă de benzi magnetice, cartele perforate etc., în cazul în care curba de reprodus este codificată.

Toate tipurile de portprograme ridică două probleme: transpunerea programului pe acesta și citirea programului de pe acesta. Trecînd peste problema economică a acestor operații, vom analiza problema erorilor ce intervin în aceste cazuri.

Întrucît contactul palpator-șablon și sculă-piesă nu este punctiform, se cere a se lua în considerare mărimile razelor R_S a sculei și R_R a palpatorului (fig. 9.9) care au ca origine același centru O. Ca urmare, dacă cele două raze sînt diferite, profilul șablonului este diferit de cel al piesei, comună fiind numai traiectoria centrelor L_C, care este baza de trasare a șablonului.

Realizarea foarte precisă a razei R_S a sculei este o problemă relativ ușoară, însă datorită uzurii danturii în procesul de așchiere, scula necesită reascuțiri care micșorează mărimea razei exterioare, ceea ce atrage după sine denaturarea profilului piesei prelucrate.

O construcție relativ simplă, folosind rolă sau dorn conic și șablon cu înclinație corespunzătoare, permite eliminarea acestei deficiențe prin micșorarea razei R_R a rolei.

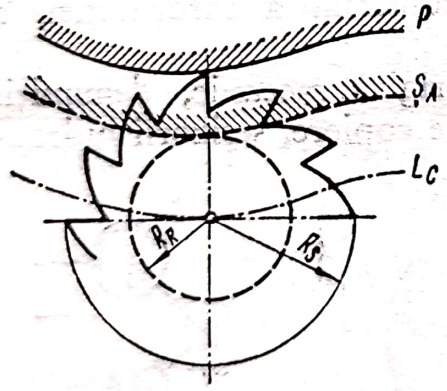


Fig. 9.9. Trasarea profilului șablonului.

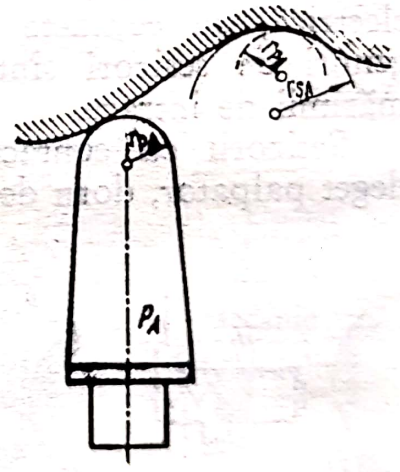


Fig. 9.10. Raza minimă a șablonului.

O îngrădire a posibilităților de copiere este determinată de raza minimă R_{min} a profilului de reprodus, rază care trebuie să fie mai mare decît a palpatorului (fig. 9.10), respectiv a sculei; în caz contrar, palpatorul trecînd peste aceste porțiuni, fără a le putea reproduce.

La copierea fotoelectrică, programul este un contur desenat pe hîrtie sau fotografiat pe o peliculă. Conturul poate fi urmărit foarte bine de celula fotoelectrică, însă două cauze pot concura la emiterea unor mărimi de intrare eronate: claritatea trăsăturii desenului și grosimea liniei.

Claritatea trăsăturii este cu atît mai bună, cu cît linia este mai groasă, însă o dată cu creșterea grosimii liniei cresc erorile de profil, celula fotoelectrică fiind sensibilă numai la limita de trecere dintre linia neagră și hîrtia albă.

În cazul portprogramelor de tipul benzilor magnetice și a cartelelor perforate, erorile se datoresc dificultăților de codificare a unor semnale nete (de mică întindere) ca și a erorilor ce pot apărea la perforarea cartelelor sau a benzilor perforate, erori dificil de depistat înainte de introducerea portprogramului în mașina-unealtă.

9.3. ECUAȚIA DE TRANSFER

a. Sisteme deschise și închise. Datorită elementelor componente ale lanțului cinematic de copiere, care au inerție și elasticitate, mărimea de ieșire y_e se produce cu întîrziere și este deformată în comparație cu mărimea de intrare. Fig. 9.11 ilustrează cazul unei mărimi de intrare care crește liniar în intervalul de timp de la $t=0$

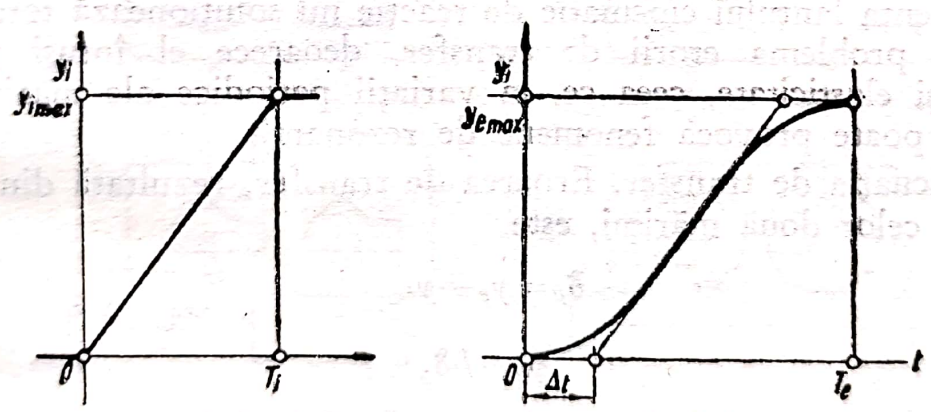


Fig. 9.11. Deformarea și întîrzierea mărimii de ieșire.

la $t=T_i$, precum și variația mărimii de ieșire datorită inerției, care se traduce printr-o întîrziere de reproducere Δt, precum și prin deformarea sa, la începutul și sfîrșitul generării acestei mărimi.

Datorită elasticității sistemului, mărimea de ieșire este deformată suplimentar, din cauza apariției oscilațiilor în momentele tranzitorii.

În urmărirea remedierii acestor fenomene nedorite, lanțului cinematic de copiere i se adaugă un lanț de reacție (fig. 9.12), la al cărui capăt de intrare D se introduce mărimea de ieșire y_e care, prin elementul S, este comparată cu mărimea de intrare y_i, comparație din care rezultă *eroarea de transfer* δ_y.

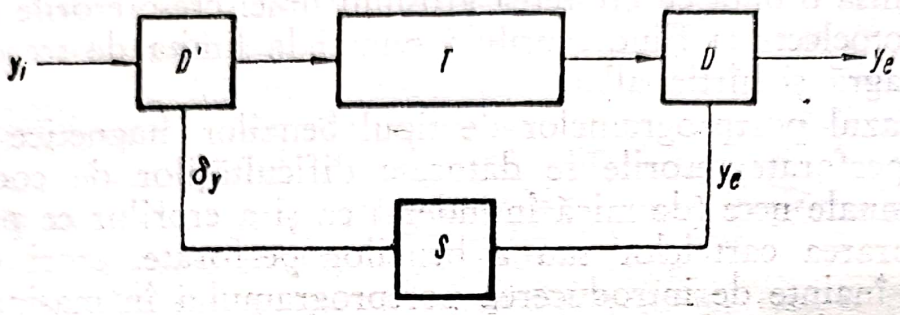


Fig. 9.12. Lanț cinematic de copiere cu lanț de reacție.

Același mecanism generează o mărime δ_y de sens opus, care se introduce prin elementul D' în lanțul cinematic de copiere, în scopul modificării mărimii de intrare y_i, așa fel încît la ieșire acesta să nu mai prezinte eroarea de transfer.

Prin introducerea lanțului cinematic de reacție, ansamblul formează un *sistem închis*, în comparație cu *sistemul deschis*, care nu posedă acest lanț cinematic suplimentar.

Prezența lanțului cinematic de reacție nu soluționează totdeauna complet problema erorii de transfer, deoarece el însuși posedă inerție și elasticitate, ceea ce, la variații periodice ale mărimii de intrare, poate provoca fenomene de rezonanță.

b. **Ecuația de transfer.** Eroarea de transfer, rezultată din compararea celor două mărimi, este

$$\delta_y = y_e - y_i.$$

Dar

$$y_e = k\delta_y$$

datorită coeficientului de amplificare k. Prin înlocuirea lui δ_y cu expresia precedentă rezultă

$$y_e = k(y_e - y_i),$$

din care rezultă raportul de transfer

$$\frac{y_e}{y_i} = \frac{k}{k-1} = \frac{1}{1-\frac{1}{k}}.$$

Întrucît cele două mărimi, de ieşire şi de intrare, trebuie să fie absolut identice, egalităţile de mai înainte trebuie să fie egale cu unitatea, Or, această condiţie este îndeplinită numai în cazul în care k este infinit, adică pentru o amplificare infinită, ceea ce practic nu este realizabilă.

În concluzie, mărimea de ieşire va fi totdeauna diferită de mărimea de intrare. Această diferenţă, eroarea, poate fi însă acceptată, dacă se încadrează în limitele de toleranţă ale abaterilor admisibile.

9.4. SISTEME DE LANŢURI CINEMATICE DE COPIERE

a. **Copierea mecanică.** Simplitatea mecanismelor folosite în lanţul cinematic de copiere mecanic şi rigiditatea acestuia, care asigură o precizie foarte ridicată, contribuie la menţinerea sa pe numeroase maşini-unelte, cu toate inconvenientele menţionate: şablon costisitor şi uzură mare a acestuia.

Forma cea mai simplă a lanţului cinematic de copiere mecanic se regăseşte în linealul de strunjit conic, curent folosit pe multe strunguri.

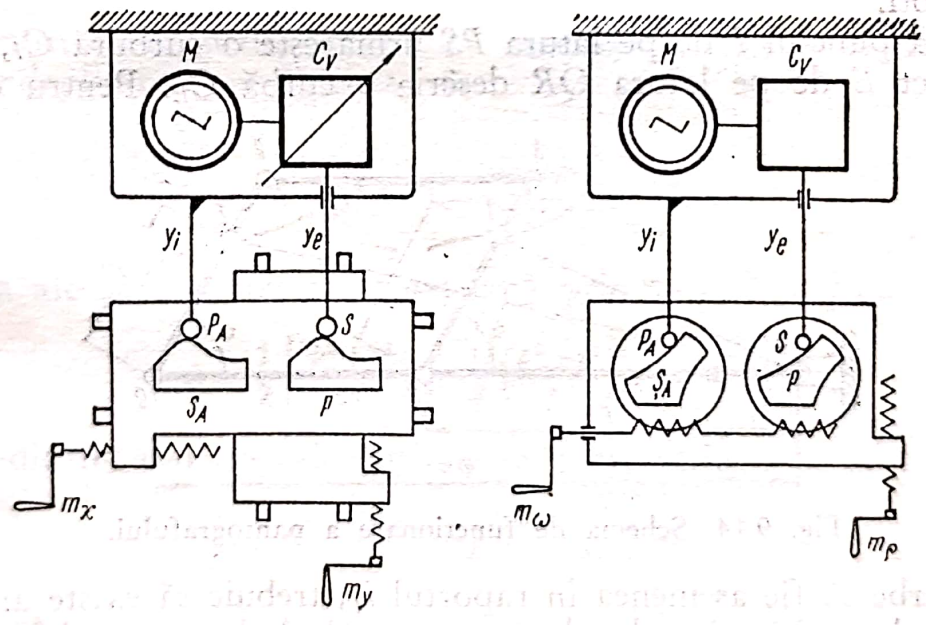


Fig. 9.13. Lanţuri cinematice de copiere mecanice.

Copierea prin strunjire (fig. 9.6, *a*) cu sisteme mecanice se restrînge din ce în ce, cedînd în faţa sistemelor de copiere hidraulică.

Copierea mecanică prin frezare este încă mult utilizată la prelucrarea matriţelor. Fig. 9.13 reprezintă schemele cinematice în

cazul frezării în coordonate carteziene și în cel al coordonatelor polare. În primul caz, cele două sănii se deplasează pe direcțiile x, y. În cazul coordonatelor polare, pe sania care se deplasează pe direcția razei ρ se află două mese rotative acționate simultan în mișcare de rotație. În ambele cazuri, acționarea pe cele două direcții se face manual, ceea ce necesită eforturi apreciabile din partea operatorului.

Copierea mecanică are însă o largă extindere în rectificarea suprafețelor profilate ale calibrelor șabloanelor, sculelor, pietrelor de polizor pentru rectificat dantura, ca și la prelucrarea matrițelor pentru monede, medalii, insigne etc. și la gravarea cifrelor, literelor și a altor insemne pe plachete sau obiecte diferite.

În majoritatea cazurilor citate, pentru mărirea preciziei de reproducere se folosește copierea *pantografică* plană sau spațială. În acest caz, raportul de transfer este diferit de unitate, cu posibilitate de reglare după necesitate.

Copierea pantografică se bazează pe proprietățile paralelogramului articulat, avînd una sau două laturi prelungite.

Fie paralelogramul articulat $PQRS$ (fig. 9.14), cu latura PQ prelungită pînă în O, punct fix în jurul căruia întregul sistem se poate roti.

Dacă punctul I de pe latura PS urmărește o curbură C_I, atunci un punct E de pe latura QR descrie o curbă C_E. Pentru ca cele

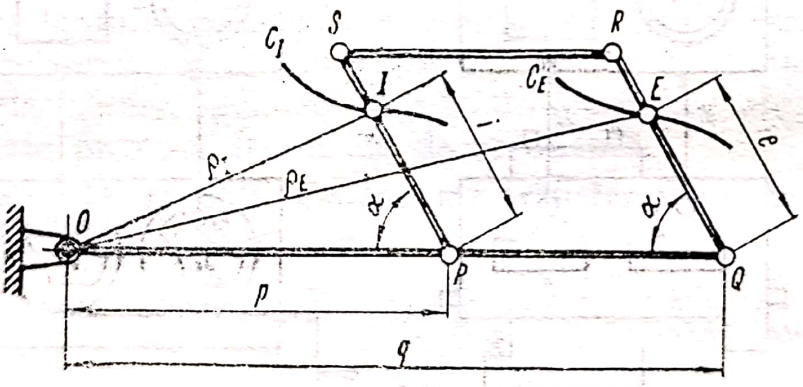


Fig. 9.14. Schema de funcționare a pantografului.

două curbe să fie asemenea în raportul i_T, trebuie să existe anumite condiții de poziție ale celor două puncte. Notînd prin ρ_I și ρ_E razele de rotație instantanee ale punctelor respective față de punctul de rotație O din triunghiurile OIP și OEQ, se pot scrie relațiile

$$\rho_I^2 = p^2 + i^2 - 2pi \cos \alpha$$

și

$$\rho_E^2 = q^2 + e^2 - 2qe \cos \alpha,$$

în care p, q, i și e au semnificațiile din figură. Eliminînd pe $\cos\alpha$ din cele două expresii

$$\cos\alpha=\frac{p^2+i^2-\rho_I^2}{2pi}=\frac{q^2+e^2-\rho_E^2}{2qe},$$

rezultă expresia razei de rotație instantanee a punctului E

$$\rho_E^2=q^2+e^2-\frac{p^2+i^2}{pi}qe+\frac{\rho_I^2}{pi}qe$$

sau, altfel ordonat,

$$\rho_E^2=\frac{qe}{pi}\rho_I^2+q^2+e^2-\frac{p^2+i^2}{pi}qe.$$

Notînd

$$i_T^2=\frac{qe}{pi}$$

și restul termenilor prin λ, expresia lui ρ_E capătă forma

$$\rho_E^2=i_T^2\rho_I^2+\lambda.$$

Pentru ca raportul celor două raze să fie egal cu i_T, este necesară îndeplinirea condiției $\lambda=0$,

adică

$$\lambda=q^2+e^2-\frac{p^2+i^2}{pi}qe=0,$$

ecuație ale cărei rădăcini se exprimă prin

$$q=\frac{1}{2}\left[\frac{p^2+i^2}{pi}i\pm\sqrt{\left(\frac{p^2+i^2}{pi}\right)^2e^2-4e^2}\right].$$

Radicalul din această expresie se poate scrie

$$\frac{e}{pi}\sqrt{(p^2+i^2)^2-4p^2i^2}=\frac{e}{pi}(p^2-i^2),$$

astfel că

$$q=\frac{e}{2pi}[p^2+i^2\pm(p^2-i^2)],$$

care duce la două soluții

$$q=\frac{ep}{i}\quad\text{și}\quad q=\frac{ei}{p},$$

dintre care numai prima are aplicabilitate și din care rezultă că raportul celor două raze ρ_I și ρ_E se menține constant, dacă se realizează condiția

$$\frac{q}{p}=\frac{e}{i},$$

ceea ce înseamnă că cele două triunghiuri OPI și OQE trebuie să fie asemenea și, ca urmare, punctele I și E trebuie să se afle pe aceeași dreaptă care trece prin O, după cum se arată în fig. 9.15.

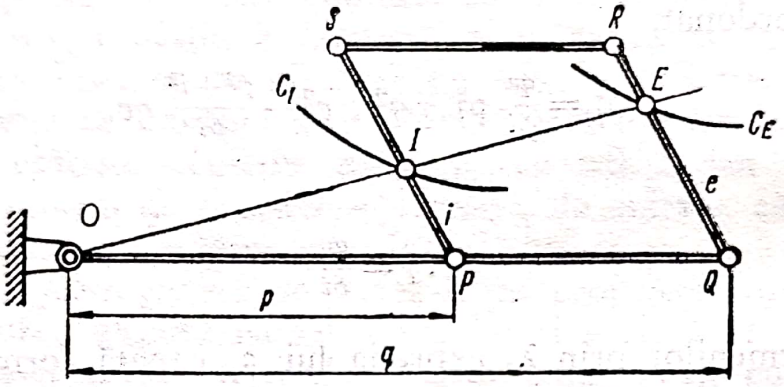


Fig. 9.15. Copierea pantografică.

Înlocuind în expresia lui i_T^2 pe q cu prima sa expresie, se obține

$$i_T=\frac{e}{i},$$

ceea ce permite să se scrie în continuare că raportul de transfer este

$$i_T=\frac{q}{p}.$$

El este denumit și *raport de mărire* sau de asemănare. Deplasînd punctul P pe dreapta OQ, variază p, deci și raportul de transfer. Pentru q luat ca unitate, avînd în vedere că în I se află palpatorul, iar în E scula, raportul de transfer este supraunitar, deoarece $q>p$, deci curba C_E este mărită de i_T ori în raport cu curba C_I și, ca urmare, unei deplasări y_i îi corespunde o deplasare y_e mărită de i_T ori

$$y_e=i_T y_i.$$

Dacă se inversează între ele palpatorul și scula, atunci raportul de transfer trebuie scris

$$i_T=\frac{p}{q},$$

datorită inversării condițiilor inițiale care au stat la baza determinării lui i_T. În acest caz, pentru q luat ca unitate, raportul de transfer i_T este subunitar. Deci y_e va fi mai mic decît y_i.

Raportul de transfer se micșorează cu cît P se apropie de punctul de rotație O, devenind zero cînd P se suprapune cu O. Depășind în stînga punctul O (fig. 9.16) segmentul p crește, putînd ajunge

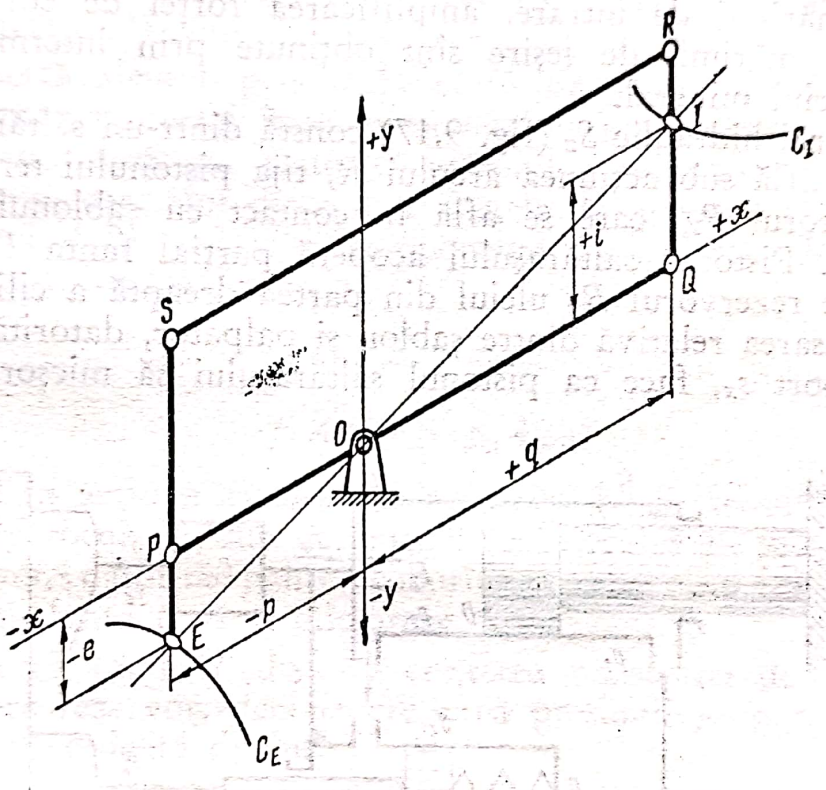


Fig. 9.16. Sistem pantografic cu raport de mărire reglabil.

egal cu q sau chiar mai mare. Ca urmare, un sistem pantografic ca cel din fig. 9.16 permite obținerea de măriri, micșorări sau de reproduceri identice.

Datorită faptului că mărimea segmentului p poate fi luată la dreapta sau la stînga lui O, el trebuie prevăzut cu semne. Considerînd segmentele pozitive la dreapta lui O, rezultă că, pentru un același i_T realizat cu sistemele pantografice din ultimele figuri, i_T are semnul plus în primul caz și minus în cel de-al doilea. Ca urmare, pentru ultimul sistem pantografic se va scrie

$$y_e = -i_T y_i,$$

ceea ce înseamnă că, pentru un sistem de coordonate rectangulare, y_i va fi negativ. Cum pe de altă parte și x este negativ, deoarece

se află în stînga lui O, curba reprodusă va fi asemănătoare curbei şablonului, însă în cadranul III, deci rotită cu 180° în raport cu aceasta din urmă.

Cele două feluri de sisteme pantografice sînt cunoscute sub denumirile: cu punct de oscilaţie exterior cînd P este pozitiv şi cu punct de oscilaţie interior, cînd P este negativ.

b. **Copierea hidraulică.** În sistemele de copiere hidraulică, sesizarea mărimii de intrare, amplificarea forţei de contact, ca şi realizarea mărimii de ieşire sînt obţinute prin intermediul unui lichid, uleiul mineral.

Sesizorul hidraulic S_z (fig. 9.17) constă dintr-un săltăraş al cărui piston se află sub acţiunea arcului R, tija pistonului terminîndu-se cu palpatorul P_A, care se află în contact cu şablonul (sau modelul) $Ş_A$. Pistonul săltăraşului acoperă parţial fanta F prin care trece spre rezervorul R_z uleiul din partea dreaptă a cilindrului C.

Deplasarea relativă dintre şablon şi palpator, datorită avansului de transport s_x, face ca pistonul săltăraşului să micşoreze sau să

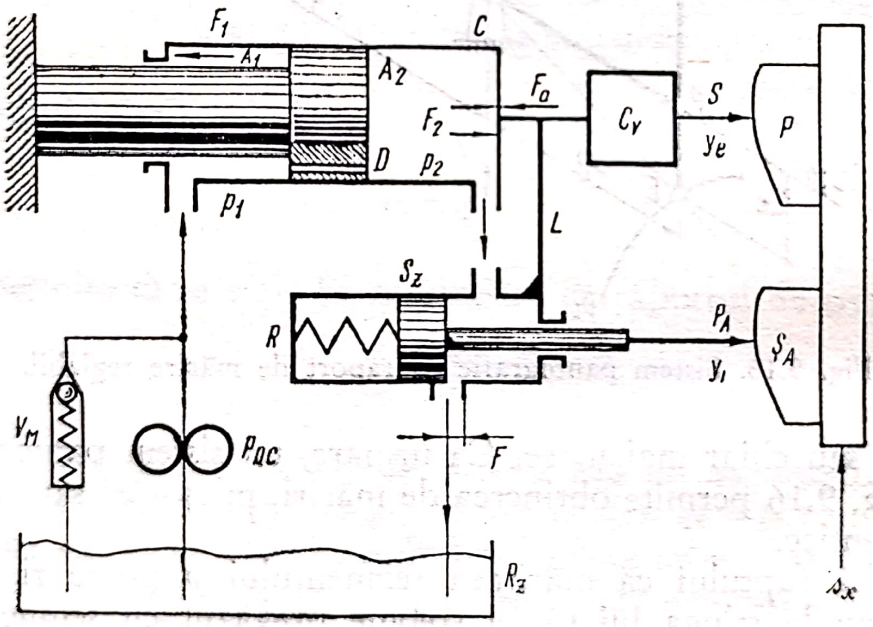


Fig. 9.17. Sistem hidraulic de copiere cu control pe o muchie.

mărească fanta F a acestuia, ceea ce are ca urmare o creştere sau micşorare a presiunii p_2 din dreapta cilindrului C.

Cilindrul C este mobil, tija pistonului acestuia fiind solidară cu batiul maşinii. În cazul copierii hidraulice pe strunguri, de cilindrul C este fixat cuţitul S. La maşinile de frezat, de cilindru este fixată cutia de viteze C_v şi deci şi scula S.

Sistemul hidraulic constă dintr-o pompă cu debit constant, P_{DC}, care trimite uleiul în stînga cilindrului C, din care trece, prin orificiul D din piston, în dreapta aceluiași cilindru, de unde se scurge prin fanta F a sălțărașului sesizor, la rezervorul R_z.

Dacă avansul de transport s_x este nul, poziția de echilibru a întregului sistem se obține după cum urmează.

Presiunea p_1 din stînga pistonului este constantă, fiind asigurată de pompa cu debit constant P_{DC} și menținută la o anumită valoare de valva maximală V_M.

La trecerea uleiului prin orificiul D din piston, are loc o pierdere de presiune, astfel încît presiunea p_2 din dreapta pistonului este mai mică decît p_1. Datorită mărimilor suprafețelor A_1 și A_2 ale pistonului, care sînt diferite, și forțele de presiune F_1 și F_2 sînt diferite. Avînd în vedere și componenta F_a a forței de așchiere, la echilibru există egalitatea

$$F_1 + F_a = F_2,$$

sau

$$p_1 A_1 + F_a = p_2 A_2.$$

Intrînd în acțiune avansul de transport s_x, în sensul indicat în figură, palpatorul P_A, sub acțiunea forței arcului R, se va deplasa spre dreapta, datorită pantei coborîtoare a șablonului, deplasare care face ca fanta F să se micșoreze.

Micșorarea fantei F duce la creșterea rezistenței de scurgere a uleiului spre rezervor, deci la creșterea presiunii p_2 și a forței F_2. Egalitatea precedentă devine

$$p_1 A_1 + F_a < p_2 A_2$$

și, ca urmare, cilindrul C împreună cu scula S se deplasează spre dreapta, deci în același sens cu palpatorul.

Cilindrul sălțărașului sesizor S_z este însă solidarizat de cilindrul C printr-o legătură rigidă L și ca urmare se deplasează împreună cu acesta tot spre dreapta, astfel încît fanta F revine la mărimea inițială, și ca urmare și presiunea p_2 ca și forța de presiune F_2.

Dacă palpatorul este deplasat spre stînga, fanta F se mărește, p_2 se micșorează, egalitatea de echilibru devine

$$p_1 A_1 + F_a > p_2 A_2$$

și cilindrul C, împreună cu scula și sălțărașul sesizor, se deplasează de asemenea spre stînga, pînă în momentul în care fanta F revine

la mărimea iniţială, realizîndu-se din nou egalitatea de echilibru prin creşterea presiunii p_2 şi a forţei F_2 creată de aceasta.

Ca urmare şi în stare dinamică, datorită avansului de transport, sistemul hidraulic studiat asigură realizarea egalităţii de echilibru, astfel încît, pentru orice deplasare y_i a palpatorului, se obţine o deplasare identică y_e a sculei în raport cu piesa.

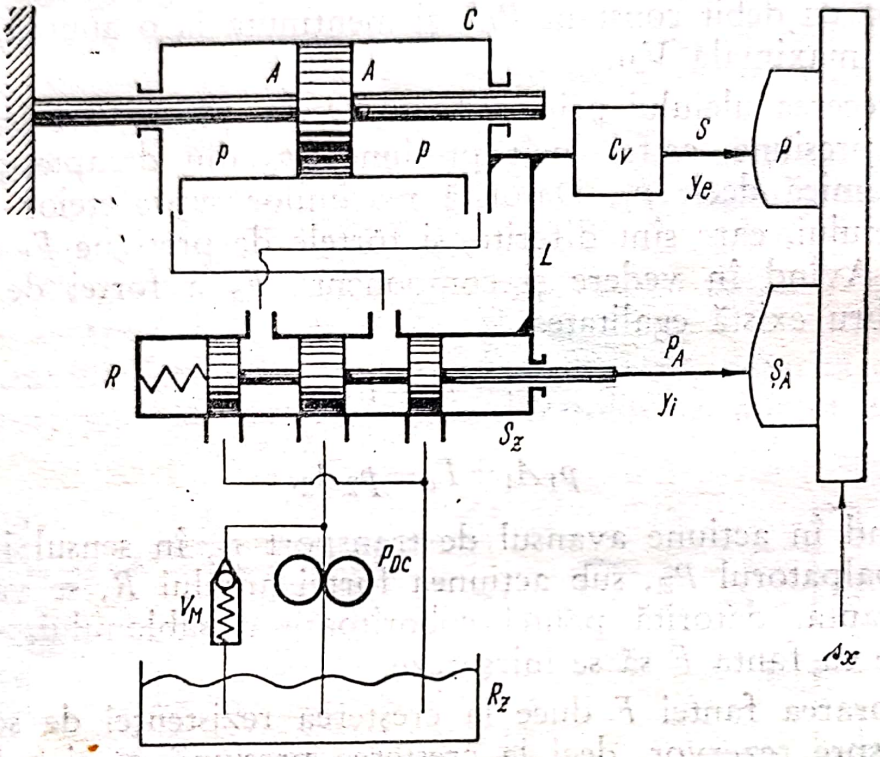


Fig. 9.18. Sistem hidraulic de copiere cu control pe două muchii.

Un al doilea sistem de copiere hidraulică este reprezentat în fig. 9.18, care se deosebeşte de precedentul prin faptul că pistonaşul central al sesizorului S_z, în starea de echilibru a întregului sistem, acoperă complet fanta de intrare a uleiului spre cilindrul C. Pe de altă parte, pistonul are două tije egale în grosime şi mult mai subţiri decît tija pistonului din sistemul hidraulic precedent.

La o deplasare a palpatorului P_A spre dreapta şi deci şi a pistonaşului central în acelaşi sens, se creează o fantă prin care uleiul trece în partea din dreapta a cilindrului, ceea ce are ca urmare deplasarea acestuia, împreună cu scula şi săltăraşul sesizor, tot spre dreapta. În final, fanta creată se acoperă, şi sistemul revine la echilibru.

Aceste două sisteme stau la baza construcţiei tuturor sistemelor hidraulice de copiere fiind denumite: primul, cu *piston diferenţial*,

şi cel de-al doilea *fără piston diferenţial,* avîndu-se în vedere diferenţa dintre suprafeţele pistonului.

Ele mai sînt cunoscute şi sub denumirile de sistem de copiere cu control pe *o muchie,* pentru primul caz, şi cu control pe *două muchii,* pentru cazul al doilea, referirea făcîndu-se la muchiile pistonaşului care determină fanta *F.*

Din punct de vedere constructiv, sistemul cu control pe două muchii ridică dificultăţi de execuţie, prin precizia cerută în acoperirea fantei.

c. **Copierea electrică.** Sesizorii utilizaţi în sistemele de copiere electrică se împart în două grupe: *cu contacte* şi *fără contacte,* ceea ce determină două genuri de copiere: *discontinuă,* în primul caz, şi *continuă,* în cazul al doilea.

Sesizorul cu contacte transmite, ca mărime de intrare în lanţul cinematic de copiere, impulsuri de curent de mărime constantă, în timp ce la sesizorul fără contacte, mărimea de intrare, tensiunea sau curentul, variază continuu.

În ambele cazuri şi în special în cel de-al doilea, mărimea furnizată de sesizor este amplificată, electric sau electronic, pentru a putea acţiona motorul electric care asigură mişcarea pe direcţia avansului de copiere, realizată printr-un mecanism cu şurub-piuliţă.

Sesizorii pentru copierea continuă sînt de gen electromagnetic, variaţia mărimii de intrare, deplasarea y_i influenţînd cîmpul electromagnetic al sesizorului, ceea ce se traduce printr-o variaţie de tensiune sau curent, care în continuare este amplificată printr-un sistem electric sau electronic pentru a putea acţiona motorul electric al avansului de copiere.

Sesizorii pentru copierea discontinuă sau prin impulsuri sînt cu contacte sau celule fotoelectrice. Mărimea de intrare închide sau deschide un circuit electric, acţionînd asupra contactelor sesizorului sau, prin intermediul unui fascicul luminos, asupra celulei fotoelectrice.

Circuitul în cauză acţionează mai departe sistemele electrice sau electronice care asigură funcţionarea motorului electric al avansului de copiere.

Copierea electrică ridică aceleaşi probleme ca şi copierea hidraulică în ceea ce priveşte identitatea dintre mărimea de ieşire şi cea de intrare, datorită lipsei de rigiditate şi a inerţiei acestor sisteme. Sistemele electrice, datorită faptului că avansul de copiere este obţinut prin intermediul unui motor electric, deci cu mase în mişcare de rotaţie, au o inerţie mai mare decît cele hidraulice la care motorul posedă mase în mişcare de translaţie.

Scanned with OKEN Scanner

Copierea discontinuă mai ridică o problemă specifică, și anume cea a *reproducerii în trepte*. Fig. 9.19 reprezintă o schemă simplificată a unui sistem de copiere discontinuă cu sesizor cu contacte.

În poziția inițială, palpatorul P_A nu se află în contact cu șablonul $Ș_A$, astfel că, sub acțiunea resortului R, contactele 1 și 2 sînt închise. Curentul circulă prin bobina releului R_E al contactorului de inversare C_I a sensului de rotație al motorului M_y. Contactele acestuia sînt pe pozițiile 1 și 2, astfel că întreg sistemul se apropie de șablon, respectiv de piesă.

La contactul palpatorului cu șablonul, contactele 1 și 2 ale sesizorului se deschid, bobina R_E iese de sub tensiune și, datorită arcului propriu, contactorul C_I realizează contactele 2 și 3 ca în figură,

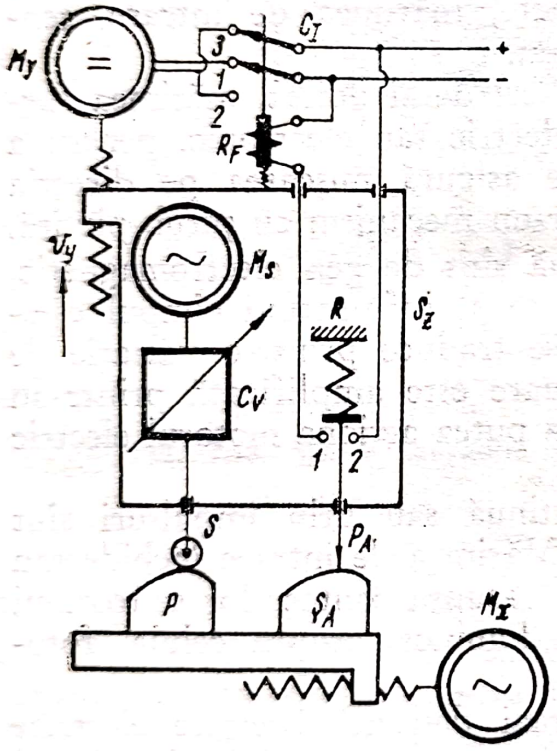


Fig. 9.19. Sistem electric de copiere cu contacte.

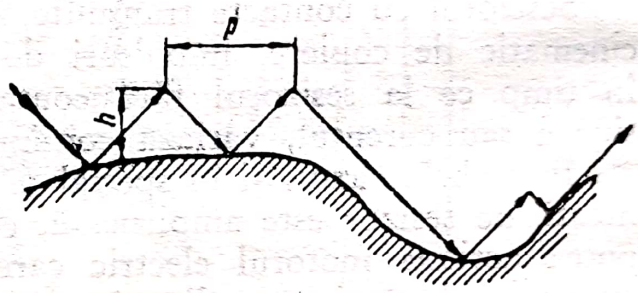


Fig. 9.20. Traiectoria palpatorului la copierea discontinuă.

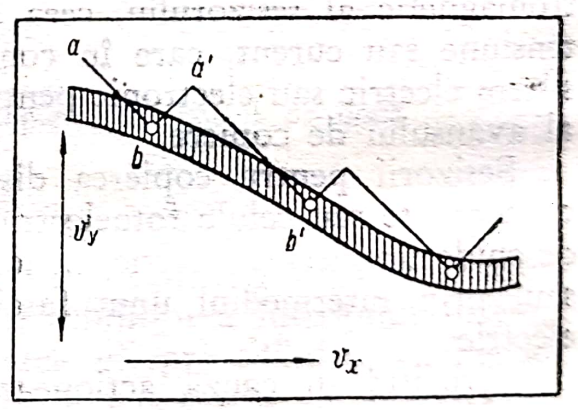


Fig. 9.21. Urmărirea fotoelectrică a desenului-șablon.

inversînd sensul de rotație a motorului M_y și ca urmare retragerea întregului sistem în sus.

Dacă și lanțul cinematic al avansului de transport este în acțiune, datorită avansului continuu, traiectoria vîrfului palpatorului, și deci și a sculei S, va fi cea reprezentată în fig. 9.20.

Suprafața obținută prin copiere se va prezenta cu trepte, a căror înălțime h depinde de construcția contactelor sesizorului și de pas a cărui mărime este determinată în mare măsură de viteza avansului de transport.

Există numeroase construcții de sesizori multi-contacte, care caută să remedieze efectul treptelor, pentru obținerea unei suprafețe prelucrate corespunzătoare cerințelor funcționale ale ei.

În cazul sesizorului cu celulă fotoelectrică, comandă, de exemplu, apropierea de conturul desenului (fig. 9.21) la intensitatea maximă a fluxului luminos. Ca urmare a avansului continuu pe direcția x, traiectoria sesizorului și a sculei va fi dreapta ab. Conturul desenului fiind negru, intensitatea fluxului luminos va fi minimă, celula fotoelectrică va comanda retragerea pe direcția y. Aceasta se va face însă pe direcția ba' datorită mișcării continue pe direcția avansului de transport. Traiectoria de urmărire va fi în final în trepte de forma $aba'b'a''b''$ ...

Ca și în cazul sesizorilor cu contacte, diferite construcții și combinații de mai multe celule fotoelectrice reușesc să amelioreze calitatea suprafeței obținute prin copiere.

d. **Umerii drepți și scăparea de pe contur.** Toate sistemele de copiere automată (la care cele două avansuri nu sînt realizate manual) se caracterizează prin dificultățile obținerii *umerilor drepți*, adică a conturului BC și CD (fig. 9.22) pe direcția avansului de copiere y.

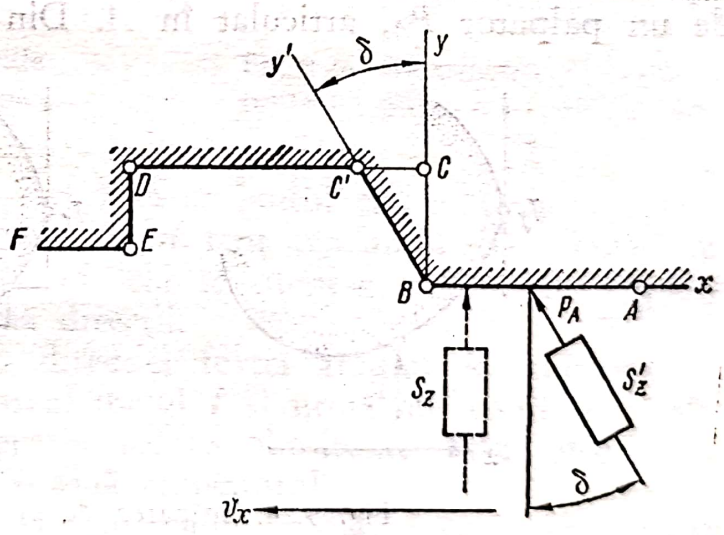


Fig. 9.22. Copierea umerilor drepți.

Dacă sesizorul S_z (punctat) se află normal pe AB, în punctul B, *el* va comanda deplasarea bruscă spre șablon, respectiv piesă. Datorită mișcării de avans de transport, palpatorul va descrie dreapta BC' înclinată de un unghi δ în locul dreptei BC.

În continuare, ajungînd în D, palpatorul va fi împins perpendicular pe direcția sa de deplasare, ceea ce va duce, datorită mișcării de avans pe direcția x, la distrugerea sa și nicidecum la posibilitatea comandării retragerii pe direcția DE a conturului șablonului.

Remedierea parțială constă în înclinarea direcției de copiere y' de un unghi δ, de obicei de 60° în raport cu direcția normală y. Astfel, ansamblul sesizor-sculă, deplasîndu-se pe direcția înclinată, va reproduce în mod normal (controlat) panta BC' sub înclinația δ. În punctul D, sub acțiunea profilului rectiliniu DE și a avansului de transport pe direcția x va rezulta o componentă care, acționînd asupra palpatorului pe direcția y', va comanda retragerea acestuia și a sculei, putîndu-se astfel reproduce umărul drept DEF.

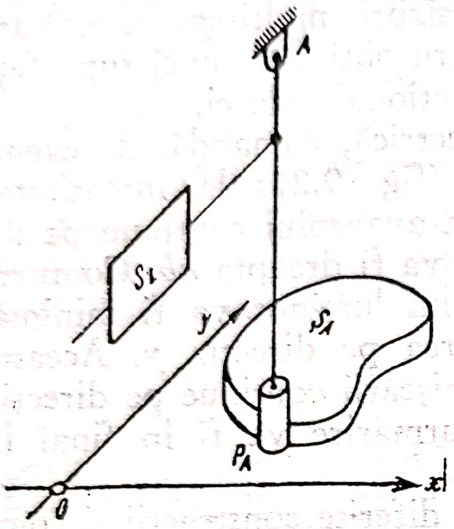


Fig. 9.23. Copierea după contur.

Pentru obținerea și a unghiului drept ABC, se inversează piesa și șablonul. În unele construcții se folosesc două sisteme de copiere, independente, dispuse sub unghiuri δ egale, însă simetrice în raport cu axa y.

Scăparea de pe contur este un fenomen care se produce la sistemele de copiere a contururilor închise (fig. 9.23), sesizorul fiind acționat de un palpator P_A, articulat în A. Din fig. 9.24 rezultă că, în

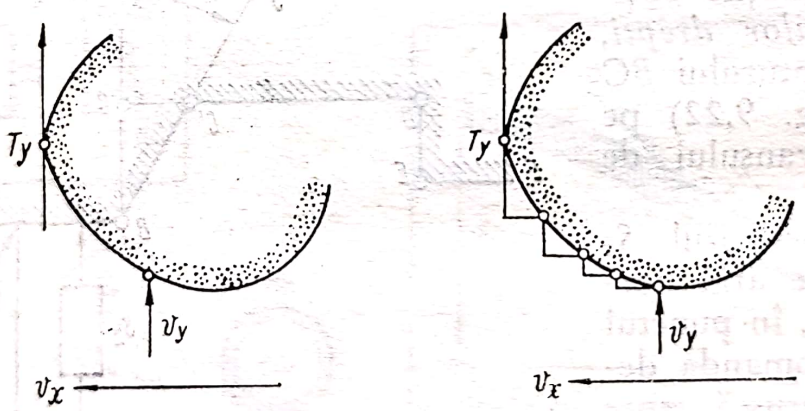


Fig. 9.24. Scăparea de pe contur.

punctul de tangență $T_{//}$ a conturului pe direcția y, palpatorul nu mai poate lua contact cu șablonul.

Urmărirea continuă a conturului închis se obține prin utilizarea a doi sesizori (fig. 9.25) dispuși pe direcțiile y și x acționați de tija palpatorului P_A.

Cei doi sesizori sînt solidari pe un inel I, tija palpatorului aflîndu-se sub direcția arcului R.

Scanned with OKEN Scanner

Inelul și deci întregul ansamblu se poate roti în articulația sferică A, astfel încît direcția forței arcului să fie mereu normală pe contur, deci normală pe tangenta T la acesta. Ca urmare, ambii sesizori sînt comandați simultan, astfel încît se realizează și inversarea avansului de pe direcția x, la punctele de tangență din fig. 9.24.

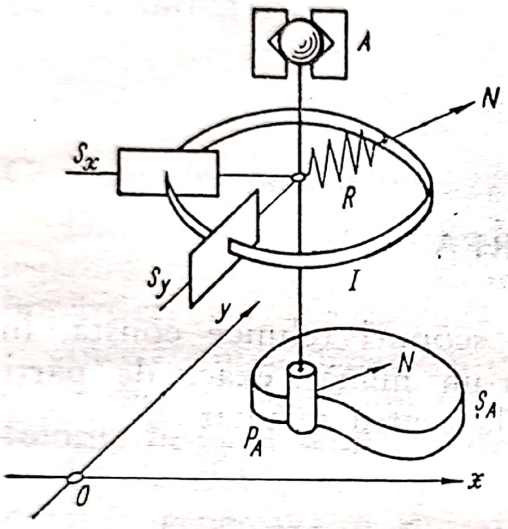


Fig. 9.25. Una dintre soluțiile pentru evitarea scăpării palpatorului.

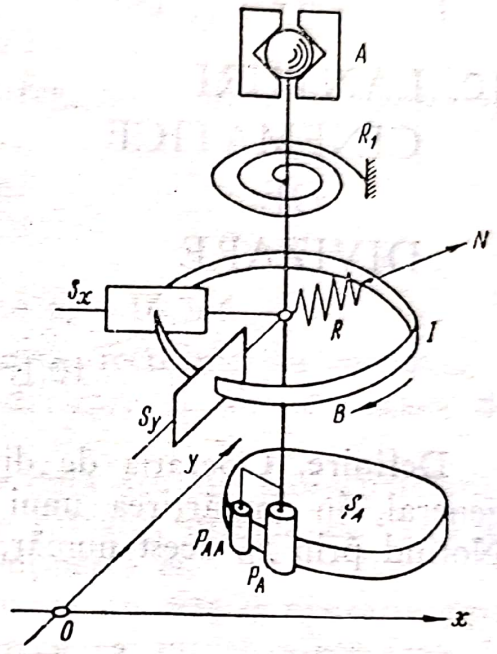


Fig. 9.26. Menținerea legăturii de contact prin intermediul unui arc spiral.

Această construcție implică însă ca lanțul cinematic a avansului de transport să fie transformat în lanț cinematic de copiere pe direcția x. Din această cauză, ele se numesc sisteme de copiere după contur sau după două direcții.

Menținerea continuă a direcției forței arcului R, normală pe contur, se face rotind manual inelul I și urmărind continuu realizarea acestei poziții, operație foarte obositoare prin încordarea atenției pe care trebuie să o aibă muncitorul.

Eliminarea acestei operații manuale se poate face în mai multe moduri, din care unul este reprezentat în fig. 9.26.

Tija palpatorului și întreg ansamblul, sesizori și inel, se află sub acțiunea resortului R_1, care tinde să dea acestuia o mișcare de rotație în sensul săgeții B. Această mișcare este împiedicată de palpatorul auxiliar P_{AA}, care se sprijină de asemenea pe șablon. Ca urmare, la deplasarea palpatorului principal P_A pe contur, și palpatorul auxiliar P_{AA} va fi mereu în contact cu șablonul, dirijînd în acest fel ca forța arcului R să se exercite pe normala la șablon.

10. LANŢURI CINEMATICE DE DIVIZARE

10.1. DIVIZAREA

Definire. Operaţia de divizare în scopuri tehnice constă, în general, în împărţirea unui cerc într-un număr exact de părţi. Notînd prin z_D acest număr, unghiul la centru rezultat

$$\gamma_D = \frac{360^\circ}{z_D}$$

este *pasul unghiular* al divizării.

Pe un cerc de rază R_D, arcul de cerc corespunzător unghiului γ_D este denumit *pas de divizare* sau pas circular

$$p_D = \frac{2\pi R_D}{z_D} = 2\pi R_D \frac{\gamma_D}{360^\circ}.$$

Prin extensie, operaţia de divizare este denumită şi operaţia prin care se roteşte o piesă de un număr oarecare de unghiuri egale γ_D, fără ca prin aceasta să se realizeze o rotaţie completă a piesei, sau fără ca z_D rezultat să fie număr întreg.

De asemenea, tot prin extensie, datorită folosirii unor lanţuri cinematice de divizare, se numeşte *divizare rectilinie* operaţia prin care se obţin deplasări rectilinii de mărime identică ca, de exemplu: la gradarea unei linii, prelucrarea unei cremaliere etc.

Operaţia de divizare îşi datoreşte denumirea faptului că în majoritatea cazurilor este folosită pentru a *divide* unghiul de 360° într-un număr de părţi z_D întreg.

Definiţia nu corespunde totdeauna definiţiei matematice a divizării: împărţirea exactă a două numere întregi, cîtul fiind şi el întreg.

Scanned with OKEN Scanner

Astfel, din expresia

$$\gamma_D = \frac{360°}{z_D},$$

pasul unghiular nu rezultă totdeauna număr întreg, chiar dacă z_D este întreg. De exemplu, pentru $z_D = 7$, rezultă $\gamma_D = 51°,428571\ldots$ sau chiar în secunde $\gamma_D = 185142'',8571\ldots$

De asemenea, pentru γ_D număr întreg, nu totdeauna rezultă z_D număr întreg

$$z_D = \frac{360°}{\gamma_D}.$$

Ca exemplu, pentru $\gamma_D = 22°$, se obţine $z_D = 16,366\ldots$

Din acest punct de vedere, divizarea rectilinie nu are nici o legătură cu operaţia matematică de divizare şi nici cu aceea de împărţire.

Încetăţenirea denumirii de divizare dată acestor operaţii tehnice ca şi dispozitivelor sau maşinilor (cap divizor, maşină de divizat) folosite în acest scop justifică însă menţinerea ei.

Pe de altă parte, operaţia de divizare nu este o operaţie prin care se generează o suprafaţă, deoarece ea nu se efectuează în timpul în care are loc procesul de aşchiere, astfel încît lanţul cinematic de divizare nu este un lanţ cinematic generator în sensul definiţiei date acestuia.

Scopul său fiind de a realiza poziţionarea exactă între piesă şi sculă, de exemplu: la prelucrarea roţilor dinţate pe maşinile universale de frezat, la poziţionarea sculelor de pe discul portscule al strungului revolver, la poziţionarea tamburului cu piese la strungurile multiaxe etc., se aseamănă întrucîtva cu cel al lanţului cinematic de avans.

Deosebirile esenţiale sînt însă următoarele:

— divizarea nu este condiţionată de nici unul dintre parametrii procesului de aşchiere;

— nu se efectuează niciodată în timpul procesului de aşchiere;

— mărimea pasului de divizare se caracterizează printr-o toleranţă foarte strînsă şi se urmăreşte obţinerea aceleiaşi toleranţe la repetarea divizării;

— lanţul cinematic de divizare posedă mecanisme specifice.

Importanţa operaţiei de divizare în generarea suprafeţelor constă în poziţionarea corectă a suprafeţelor prelucrate ale piesei în raport cu suprafaţa ce urmează a fi obţinută prin prelucrare.

Scanned with OKEN Scanner

10.2. STRUCTURĂ ȘI REGLARE

a. **Structură.** Lanțurile cinematice de divizare sînt folosite în numeroase mașini-unelte pentru poziționarea repetată a piesei în raport cu scula (capete, platouri și mese divizoare, tamburul port-piese al strungului multiaxe etc.) sau a sculei în raport cu piesa (discul și turela strungurilor revolvere etc.).

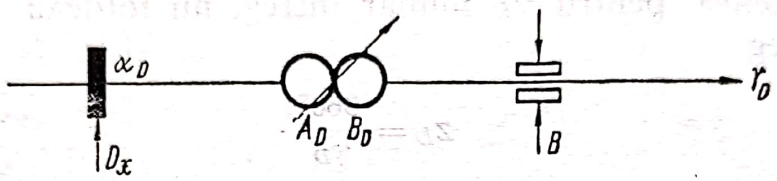


Fig. 10.1. Structura lanțului cinematic de divizare circulară.

Rotirea de unghiul de divizare γ_D a elementului final al lanțului cinematic de divizare, element pe care se află fixată piesa sau scula, se obține prin introducerea în lanțul cinematic (fig. 10.1) a unei rotiri de unghi α_D, a cărui mărime exactă este realizată cu un dispozitiv de indexare D_x și transformată în mărimea γ_D de un mecanism de reglare, în genere format din roțile de schimb A_D și B_D.

Problema cea mai importantă în construcția lanțului cinematic de divizare o formează realizarea foarte precisă a mărimii unghiului α_D, în care scop se folosesc variate mecanisme.

Pe de altă parte, mărimea de ieșire γ_D poate fi constantă sau variabilă, determinînd, în primul caz, un raport de reglare,

$$R_{\gamma D}=\frac{\gamma_{D\,max}}{\gamma_{D\,min}},$$

egal cu unitatea, iar în al doilea caz, diferit și foarte mare, în care scop, pentru obținerea mai comodă a lui γ_D, mecanismul de intrare este construit pentru a putea furniza o gamă de mărimi α_D care determină un raport de reglare

$$R_{\alpha D}=\frac{\alpha_{D\,max}}{\alpha_{D\,min}}.$$

Structurile lanțurilor cinematice fiind condiționate de cerințele arătate, ele se pot grupa în lanțuri cinematice nereglabile și lanțuri cinematice reglabile, cu $\alpha_D=\text{Ct}$ și cu $\alpha_D\neq\text{Ct}$, ceea ce duce la următoarele variante:

$$\alpha_D=\text{Ct}\rightarrow\gamma_D=\text{Ct},$$
$$\alpha_D=\text{Ct}\rightarrow\gamma_D\neq\text{Ct},$$
$$\alpha_D\neq\text{Ct}\rightarrow\gamma_D\neq\text{Ct}.$$

Datorită existenţei a trei variante de lanţuri cinematice de divizare, mecanismul de reglare sub forma roţilor de schimb A_D şi B_D nu există în prima variantă, nefiind necesar. De asemenea, în varianta a treia poate exista sau nu, funcţie de posibilităţile de variaţie a mărimii de intrare α_D.

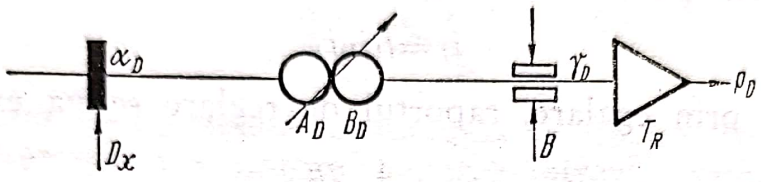


Fig. 10.2. Structura lanţului cinematic de divizare rectilinie.

Menţinerea în poziţie a elementului final în timpul prelucrării, deci după efectuarea operaţiei de divizare, se face prin blocarea lanţului cinematic de divizare sau numai a elementului final cu ajutorul unui dispozitiv sau *mecanism de blocare B*.

Divizarea rectilinie necesită acelaşi lanţ cinematic de divizare, completat cu un mecanism de transformare a rotaţiei γ_D într-o translaţie de mărime p_D (fig. 10.2). Mecanismul T_R este întotdeauna un mecanism cu piuliţă-şurub într-o execuţie de foarte mare precizie.

Acţionarea lanţului cinematic de divizare poate fi realizată prin motor propriu, legarea fiind făcută la un lanţ cinematic oarecare sau manual. În primele două cazuri, comanda acţionării poate fi automată sau nu.

b. **Reglare.** În cele ce urmează se va trata reglarea lanţului cinematic de divizare numai pentru cazul curent, în care mărimea

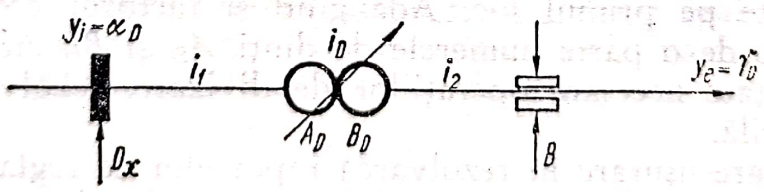


Fig. 10.3. Lanţ cinematic de divizare.

de ieşire este unghiul de divizare γ_D, divizarea rectilinie fiind tratată ulterior.

Structura unui lanţ cinematic de divizare (fig. 10.3) cuprinde elementele citate, la care se mai pot adăuga rapoartele de transmitere fixe i_1 şi i_2.

Raportul de transfer al mărimilor de ieşire şi intrare va fi egal cu raportul celor două unghiuri

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = \frac{\gamma_D}{\alpha_D}.$$

Pe de altă parte, din lanţul cinematic rezultă că

$$i_T = i_1 i_D i_2,$$

astfel încît, prin egalare, raportul de reglare se va exprima prin

$$i_D = \frac{1}{i_1 i_2} \frac{\gamma_D}{\alpha_D}$$

sau, ţinînd seama că reglarea se face prin roţile de schimb A_D, B_D şi că i_1 şi i_2 sînt constante, expresia raportului de reglare capătă aspectul

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{\gamma_D}{\alpha_D},$$

în care C_D este constanta lanţului cinematic.

c. **Analiza formulei de reglare.** Expresia simplă a formulei de reglare a lanţului cinematic de divizare ridică însă probleme specifice de teoria numerelor în rezolvarea ei. Aceasta se datoreşte faptului că partea din dreapta a egalităţii, elementele cunoscute reprezintă în general o fracţie zecimală în timp ce membrul din stînga este o fracţie ordinară, la care numărătorul şi numitorul sînt numere întregi, reprezentînd numerele de dinţi ai roţilor de schimb.

Ca urmare, rezolvarea constă în găsirea unei fracţii ordinare egale cu o fracţie zecimală dată, ceea ce nu totdeauna se poate rezolva uşor şi în special exact. Or, în cazul divizării, problema preciziei este pe primul loc. Adăugînd şi factorul economic care limitează pe de o parte numerele de dinţi A_D şi B_D cît şi numărul de roţi dinţate necesare operaţiilor de divizare, rezolvarea devine şi mai dificilă.

O oarecare uşurare în rezolvarea raportului de reglare se obţine considerînd ca mărimi de ieşire şi intrare, în locul unghiurilor γ_D şi α_D inversele acestora, *numerele de diviziuni* z_D şi n_D, adică

$$z_D = \frac{360^\circ}{\gamma_D}$$

şi

$$n_D = \frac{360^\circ}{\alpha_D}.$$

Din punctul de vedere al necesităţilor tehnice, numărul de diviziuni z_D este în marea majoritate a cazurilor un *număr întreg*, iar numărul de diviziuni n_D ca mărime de intrare poate fi ales de asemenea număr întreg.

În această situaţie, raportul de reglare devine

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{n_D}{z_D},$$

astfel că fracţia A_D/B_D trebuie să fie egală cu fracţia ordinară n_D/z_D, avînd numărătorul şi numitorul numere întregi, multiplicată prin constanta C_D, a cărei mărime, fiind la latitudinea constructorului, poate fi realizată, de asemenea, sub forma unei fracţii ordinare în numere întregi.

Soluţionarea tehnică a acestei probleme de teoria numerelor este totuşi dificilă şi limitată la un număr restrîns de posibilităţi, deoarece cu creşterea lui z_D, acesta conţine *factori primi* din ce în ce mai mari, care evident trebuie să fie conţinuţi şi de către numitorul B_D, ceea ce readuce dificultăţile deja citate.

Din aceste cauze, în rezolvarea uşoară a divizării tehnice se folosesc de la caz la caz mecanisme diferite, determinînd denumirile de divizare *directă*, *indirectă* şi *diferenţială*.

La divizarea directă, mărimile de intrare şi ieşire sînt egale

$$\alpha_D = \gamma_D$$

sau, referindu-ne la numerele de diviziuni,

$$n_D = z_D.$$

Divizarea directă se caracterizează printr-un raport de reglare al mărimilor de ieşire foarte mic, în multe cazuri egal cu unitatea.

La divizarea indirectă şi diferenţială pe de o parte mărimea de intrare este totdeauna diferită de cea de ieşire

$$\alpha_D \neq \gamma_D,$$

mărimea de intrare α_D putînd fi constantă sau variabilă.

Pe de altă parte, divizarea indirectă permite obţinerea divizărilor în care z_D poate conţine numerele prime pînă la 50 (în unele construcţii, pînă la 60), în timp ce divizarea diferenţială poate asigura divizări z_D cu numere prime şi mai mari.

În cele ce urmează se va trata, în primul rînd, cazul particular al divizării directe pentru γ_D (respectiv z_D) constant, datorită largii sale utilizări.

Scanned with OKEN Scanner

10.3. LANȚURI CINEMATICE PENTRU γ_D CONSTANT (z_D=Ct)

a. **Ecuația de reglare.** Raportul de variație al mărimilor de ieșire ca și al celor de intrare, în cazul divizării directe cu γ_D=Ct, fiind egal cu unitatea, raportul de reglare al lanțului cinematic va fi și el egal cu unitatea, astfel că un mecanism de reglare nu este necesar.

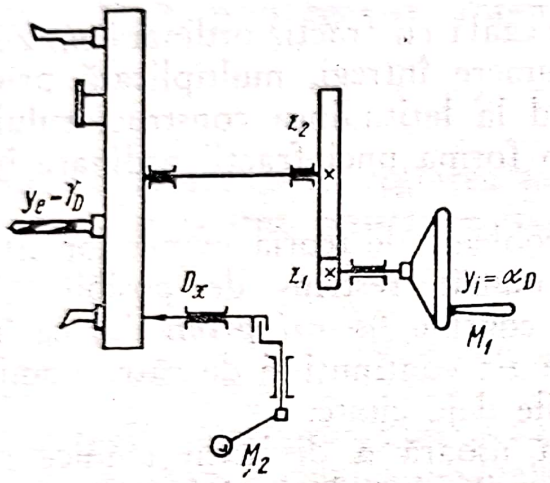


Fig. 10.4. Lanț de divizare al strungului revolver cu disc.

Lanțuri cinematice pentru astfel de operații sînt utilizate la strungurile revolver pentru rotirea discului portscule, la strungurile multiaxe, la unele mese indexate etc.

În fig. 10.4 s-a reprezentat schema lanțului cinematic de antrenare a discului portscule al unui strung revolver avînd 16 locașuri. Aducerea unei scule în locul precedentei implică rotirea discului de un unghi

$$\gamma_D=\frac{360^\circ}{z_D}=\frac{360^\circ}{16}=22^\circ 15'.$$

Unghiul α_D se realizează manual cu manete M_1 și se transmite prin angrenajul z_1/z_2, indexarea și blocarea făcîndu-se cu maneta M_2.

Raportul de transmitere va fi

$$i_T=\frac{y_e}{y_i}=\frac{\gamma_D}{\alpha_D}=\frac{z_1}{z_2}\cdot$$

Dacă se impune sau se alege mărimea lui α_D, de exemplu o jumătate de rotație (α_D=360°/2), atunci rezultă că raportul de transfer trebuie să fie

$$\frac{z_1}{z_2}=\frac{360^\circ}{16}\cdot\frac{2}{360^\circ}=\frac{1}{8}\cdot$$

Fig. 10.5 se referă la un lanț cinematic de divizare folosit la un strung cu 8 axe, la care deci γ_D=360/8=45°. Mărimea de intrare se transmite printr-un mecanism cu cruce de Malta și angrenajele z_1/z_2 și z_3/z_4.

Scanned with OKEN Scanner

Ecuația de transfer va fi

$$i_T = \frac{y_e}{y_i} = \frac{\gamma_D}{\alpha_D} = i_1 i_2 i_3.$$

Considerînd cunoscute rapoartele de transmitere $i_1 = 1/4$, $i_2 = 5/4$ și $i_3 = 2/5$, mărimea de intrare, unghiul α_D, va trebui să fie

$$\alpha_D = \frac{\gamma_D}{i_1 i_2 i_3} = \frac{360°}{8} \cdot \frac{4}{1} \cdot \frac{4}{5} \cdot \frac{5}{2} = 360°,$$

adică o rotație a antrenorului crucii de Malta asigură 1/8 rotații ale tamburului portaxe. Mecanismele de indexare și blocare nu sînt indicate în figură.

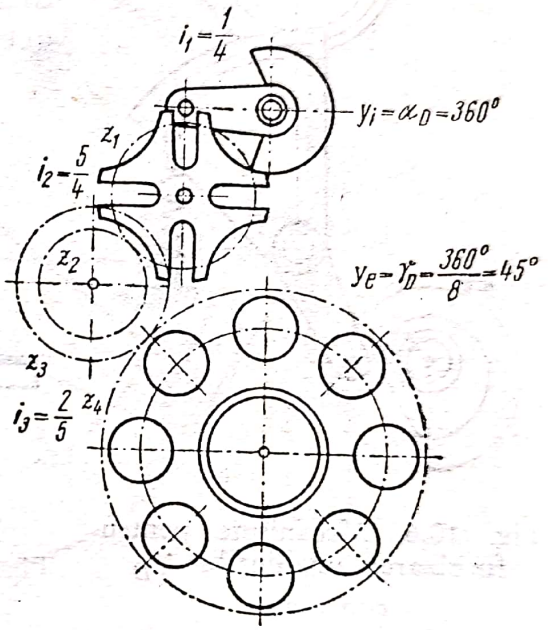


Fig. 10.5. Rotirea tamburului portaxe al unui strung multiaxe.

b. **Mecanisme diverse.** Marea varietate a mecanismelor și a lanțurilor cinematice de divizare directă, folosite în construcția de mașini-unelte, nu a permis o clasificare a lor. Din această cauză se vor prezenta în cele ce urmează cîteva dintre acestea fără o ordine justificată.

Mecanismele cu clichet sînt folosite în multe cazuri în scopul obținerii rotirii precise a unor elemente ale mașinilor-unelte. Fig. 10.6 exemplifică astfel de construcții.

În primul caz, mărimea de intrare, unghiul α_D, corespunde unghiului de rotire al camei pentru obținerea ridicării maxime h.

O construcție curent folosită la rotirea turelei strungului-revolver este schematizată în fig. 10.7. Spre sfîrșitul cursei de înapoiere a saniei, o roată de clichet R (sau cu bolțuri) solidară cu turela întîlnește clichetul C fixat pe batiul mașinii. În continuarea deplasării pînă la opritorul O, roata de clichet și deci și turela se rotesc de unghiul γ_D pentru aducerea altor scule în poziția de lucru. Indexarea se face cu un cep nefigurat în desen. În unele construcții, clichetul C este deplasat pe o direcție rectilinie, printr-o acționare hidraulică.

Rotirea meselor carusel de dimensiuni mari implică construcții mai complicate ca, de exemplu, mecanismul din fig. 10.8, la care

mărimea de intrare este unghiul egal cu o rotație a manivelei M, iar cea de ieșire γ_D corespunde unghiului descris de culisa oscilantă C.

Mecanismul cu pîrghii din fig. 10.9 este acționat hidraulic sau pneumatic. Rotirea de divizare se face după un ciclu cu patru faze distincte.

În prima fază — blocarea în poziție de lucru a mesei — pistonul cilindrului C_1 se deplasează în sensul săgeții, piesa P cuprinzînd bolțul B_2.

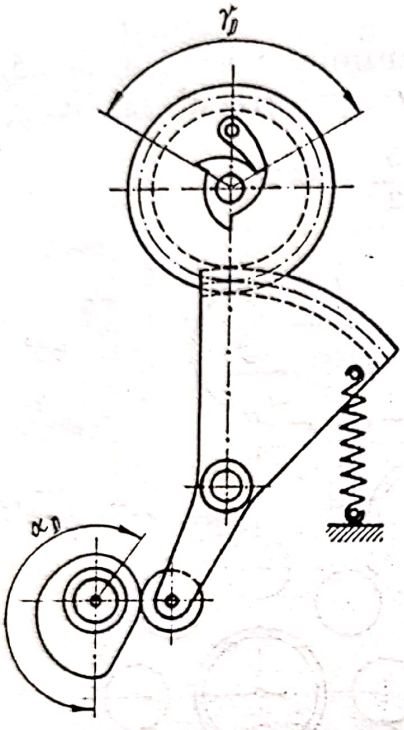


Fig. 10.6. Mecanisme pentru furnizarea unghiurilor γ_D constante.

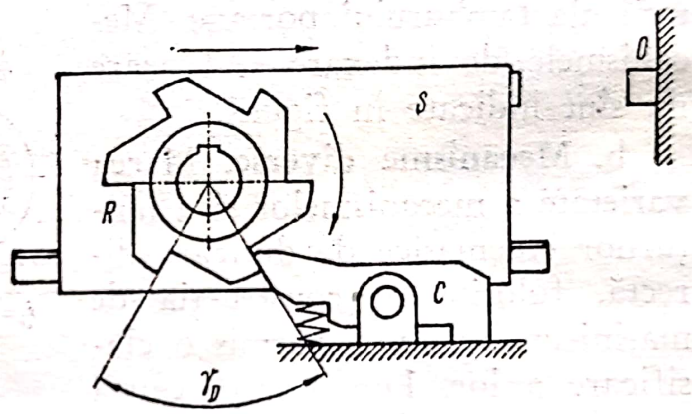


Fig. 10.7. Mecanism de rotire a turelei unui strung revolver.

Spre sfîrșitul acestei faze, tija K a piesei P ia contact cu opritorul O_1, astfel că antrenează și pîrghia P_1 rotind-o în sensul săgeții, ceea ce are ca urmare retragerea pietrei de blocare C din bolțul B_1, piatra C putînd glisa în pîrghia P_2.

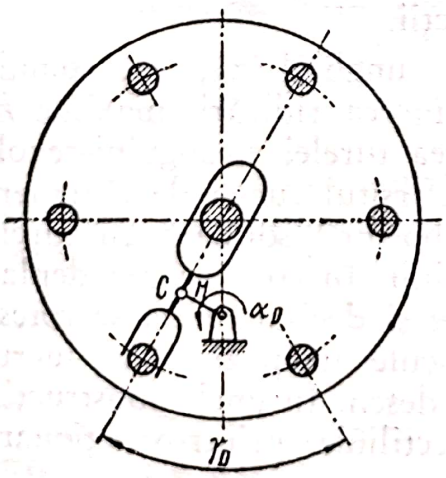


Fig. 10.8. Mecanism cu culisă oscilantă pentru obținerea de unghiuri constante.

Faza a doua este comandată de pistonul cilindrului C_2, care se deplasează în sensul săgeții, acțiune prin care pîrghia P_3 se rotește în sensul săgeții de unghiul α_D, aducînd prin rotire de unghiul γ_D și pîrghia P_2 în poziția B_2.

În a treia fază, pistonul cilindrului C_1 se deplasează în sens invers săgeții, deblocînd bolțul B_2, prin retragerea pîrghiei P și, prin intermediul tijei K și a opritorului O_2, aducînd piatra C în contact cu bolțul B_2.

În a treia fază, pistonul cilindrului C_1 se deplasează în sensul invers al săgeții, deblocînd bolțul B_2 prin retragerea pîrghiei P și, prin intermediul tijei K și a opritorului O_2, aducînd piatra C în contact cu bolțul B_2.

Ultima fază este a divizării propriu-zise. Pistonul cilindrului C_2 se deplasează în sensul invers al săgeții, pîrghia P_3 descriind un-

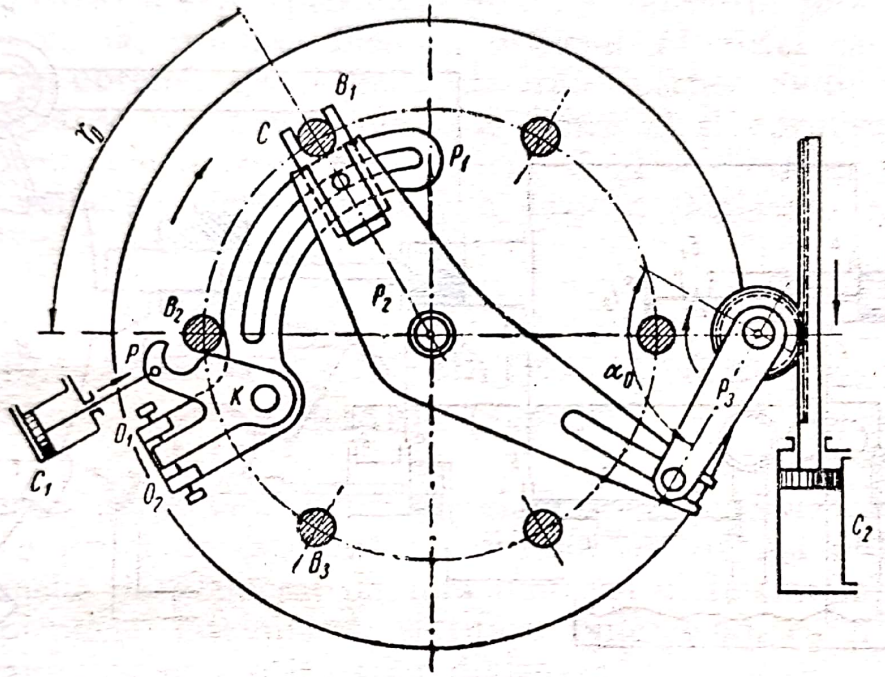


Fig. 10.9. Sistem hidromecanic pentru realizarea de unghiuri constante.

ghiul α_D în sensul invers al săgeții, fază în care antrenează și pîrghia P_2 de unghiul γ_D, care, prin intermediul pietrei C, aduce bolțul B_2 (deci și masa) în poziția B_1.

O construcție mai pretențioasă în ceea ce privește precizia indexării, pentru obținerea unghiului γ_D la un agregat greu, este schematizată în fig. 10.10.

Operația de rotire de unghi γ_D constă din cinci faze distincte, dintre care aceea din figură reprezintă faza în care urmează să se producă blocarea prin deplasarea penei de blocare B. Ca urmare, uleiul de la pompa P trece prin sălțărașul S_D prin orificiile 2 și 4, fiind trimis la sălțărașul-pilot S_P prin orificiul 5. Pistonul acestuia este deplasat spre stînga pînă la echilibrarea forței arcului, moment în care se deschide orificiul 6, uleiul trecînd în cilindrul C_{MB} prin 7. Sub forța creată de presiunea uleiului, pistonul din acest cilindru

se deplasează spre dreapta, astfel că, prin angrenajul cu cremalieră și pîrghiile aferente, pana de blocare blochează opritorul D al mesei.

La sfîrșitul operației de blocare pistonul cilindrului C_{MB} stînd pe loc, presiunea uleiului din spatele său ca și presiunea uleiului din sălțărașul-pilot crește, astfel că pistonul acestuia comprimă arcul și acționează întrerupătorul I_1 din circuitul electric al moto-

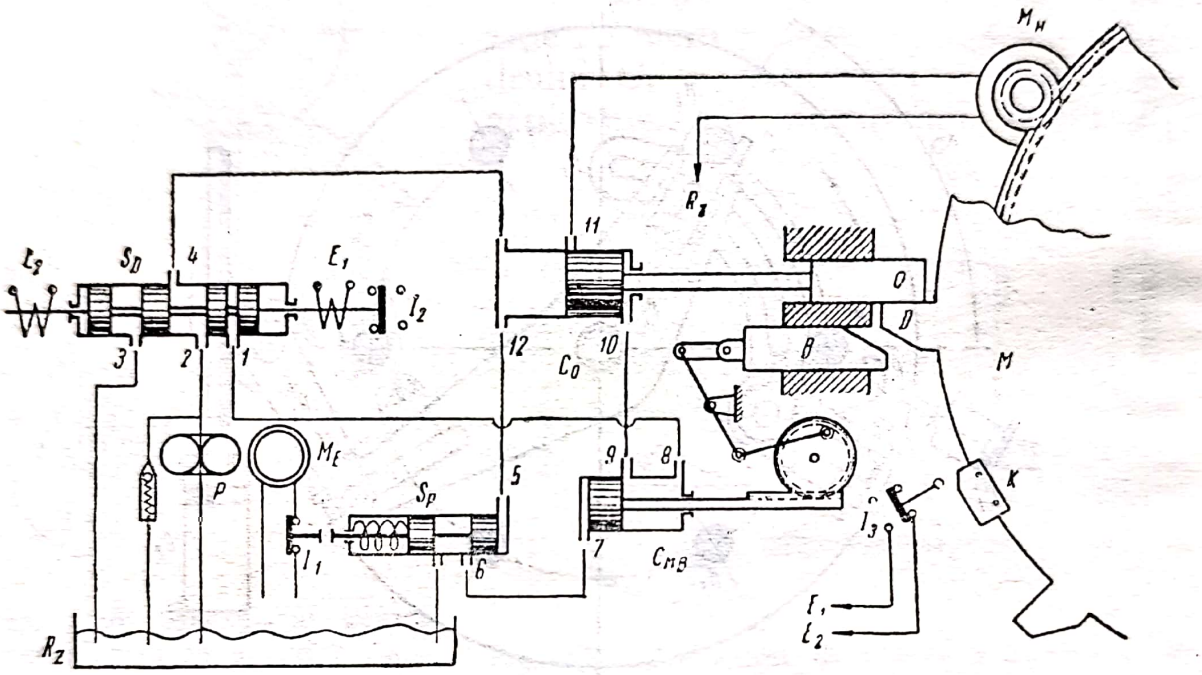


Fig. 10.10. Mecanism folosit la rotirea mesei unui agregat.

rului M_E. Pompa se oprește și tot sistemul rămîne în repaus, atîta timp cît se efectuează operația de prelucrare a piesei de pe masa M.

Faza a doua începe în momentul terminării operației de prelucrare, cînd se pune sub curent electromagnetul E_1, care deplasează sălțărașul spre dreapta, închizînd și contactul I_2 din circuitul electric al motorului M_E al pompei.

Uleiul debitat de pompă trece prin orificiile 2 și *1*, ajungînd prin *8* în cilindrul C_{MB}, deplasînd pistonul acestuia spre stînga și realizînd astfel deblocarea.

Faza a treia se produce în continuare, în momentul în care pistonul ajungînd în extrema stîngă permite trecerea uleiului prin orificiul *9* la orificiul *10* al cilindrului C_O al opritorului O care este deplasat spre stînga. În acest moment, masa M este liberă și poate fi rotită.

Rotirea reprezintă faza a patra. Ea începe în momentul în care pistonul cilindrului C_O a ajuns în stînga, astfel încît uleiul poate

trece prin orificiul *11* spre motorul hidraulic rotativ M_H care antrenează masa în mișcarea de rotație.

Puțin înainte de a se realiza exact rotația de unghi γ_D, cama K acționează întrerupătorul I_3, care întrerupe curentul electromagnetului E_1 și pune sub curent electromagnetul E_2. Aceasta reprezintă începutul fazei a cincea. Sălțărașul distribuitor revine în poziția din figură, uleiul, trecînd prin orificiile *2* și *4*, ajunge cilindrul opritorului C_O prin *12*, deplasînd pistonul și opritorul spre dreapta. În deplasarea sa, pistonul închide, orificiul *11* astfel că motorul hidraulic se oprește, totuși masa datorită inerției continuă să se rotească pînă se realizează contactul dintre D și opritorul O. În acest moment, uleiul trece spre orificiul *5* al sălțărașului pilot S_p, pentru a reîncepe ciclul, cu prima fază a deplasării piesei de blocare B.

10.4. LANȚURI CINEMATICE PENTRU γ_D VARIABIL ($z_D \neq$ Ct)

a. **Ecuația de reglare.** Lanțurile cinematice de divizare care să furnizeze o gamă de unghiuri γ_D diferite au o largă utilizare la mașinile-unelte de prelucrat dantura dinte cu dinte (mașinile Maag cu cuțit pieptene, mașinile de rectificat Niles etc.), ca și în construcția capetelor și a platourilor divizoare.

Schema structurală a acestora este redată în fig. 10.3 și se remarcă prin existența mecanismului de reglare constînd din roțile de schimb A_D și B_D.

Formula de reglare este formula generală

$$\frac{A_D}{B_D} = C_D \frac{n_D}{z_D},$$

în care: n_D este numărul de unghiuri α_D corespunzător unei rotații la intrare;
z_D — numărul de unghiuri γ_D corespunzător unei rotații la ieșire;
C_D — constanta lanțului cinematic.

Majoritatea construcțiilor posedă mecanisme care furnizează o mărime de intrare $\alpha_D = 360°$, deci $n_D = 1$, astfel că formula de calcul a roților de divizare devine

$$\frac{A_D}{B_D} = \frac{C_D}{z_D}.$$

Posibilitatea realizării unui număr cît mai mare de divizări z_D este condiționată de mărimea constantei C_D ca și de trusa de roți de schimb. În genere, constanta C_D trebuie să conțină factorii primi 2, 3, 5, 7 etc., pentru a permite simplificarea fracției (v. cap. 10.5).

b. **Mecanisme pentru obținerea lui α_D.** Mecanismele care pot asigura unghiuri de rotație α_D precise și constante, ca mărime de intrare în lanțul cinematic de divizare, sînt puțin diferite între ele. În cele ce urmează se exemplifică două, curent folosite la mașinile-unelte.

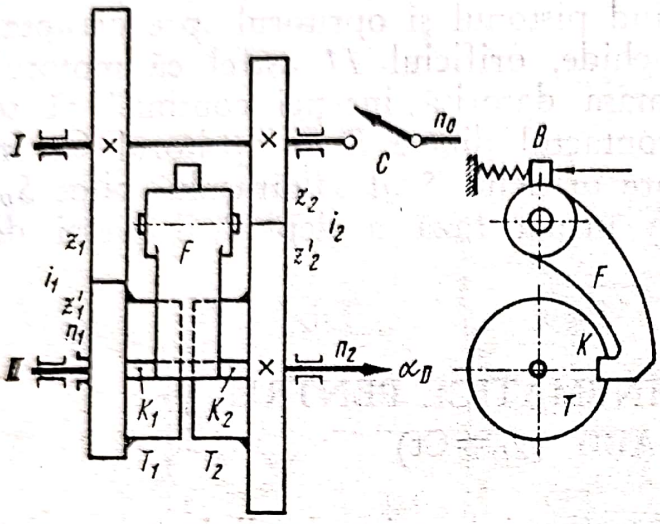


Fig. 10.11. Mecanism pentru furnizarea de unghiuri α_D constante.

Fig. 10.11 reprezintă schema unui astfel de mecanism, care constă din angrenajele z_1/z'_1 și z_2/z'_2, ale căror roți z_1 și z_2 sînt solidare cu axul *I*. Roțile z'_1 și z'_2 sînt solidare cu cîte un tambur T_1 și T_2, care posedă fiecare cîte un canal K_1 și K_2.

Roata z'_1 cu tamburul T_1 este liberă pe axul *II*, în timp ce roata z'_2 cu tamburul său T_2 este solidară cu axul *II*.

O furcă *F* posedă o pană care poate intra în ambele canale *K* ale tamburelor *T*.

La începerea operației de divizare, furca *F* este scoasă din canalele *K*, și cuplajul *C* se închide, astfel că, datorită angrenajelor, cele două tambure T_1 și T_2 se rotesc în același sens, însă cu turații diferite.

După un timp oarecare, cele două canale revin în prelungire, ceea ce permite furcii *F* să reintre în acestea, blocîndu-le și în același timp comandînd decuplarea cuplajului *C*.

În timpul divizării, roata z'_2 a făcut n_2 rotații întregi, în timp ce z'_1 s-a rotit de n_1 ori, astfel că cele două canale K_1 și K_2 au coincis pentru prima dată.

Din schemă rezultă că

$$n_2 = n_0 i_2$$

și

$$n_1 = n_0 i_1,$$

dar n_1 este mai mare decît n_2 cu un număr întreg k de rotaţii, adică

$$n_1 = n_2 + k.$$

Înlocuind în egalitatea de mai înainte, se obţine

$$n_2 = n_0 i_2$$

şi

$$n_2 + k = n_0 i_1$$

şi, prin împărţire,

$$\frac{i_2}{i_1} = \frac{n_2}{n_2 + k},$$

astfel că

$$i_1 = i_2 \frac{n_2 + k}{n_2}$$

este raportul de transmitere pe care trebuie să-l aibă roţile z_1 şi z_1', funcţie de elementele cunoscute (sau alese) din dreapta egalităţii, în care: n_2 este turaţia axului *II*, deci $\alpha_D = 360° n_2$;

k — un număr de turaţii ales arbitrar;

i_2 — rezultă din raportul turaţiilor n_2/n_0, turaţia n_0 fiind aleasă sau impusă.

Un alt mecanism care funcţionează similar, dar cu posibilităţi de reglare este reprezentat în fig. 10.12. Roţile melcate au acelaşi număr de dinţi. Roţile de schimb A şi B se determină cu formula

$$i = \frac{A}{B} = \frac{n_2}{n_2 + k},$$

similară cazului precedent. Mecanismul permite schimbarea mărimii lui n_2 — deci a lui α_D — prin schimbarea roţilor A şi B.

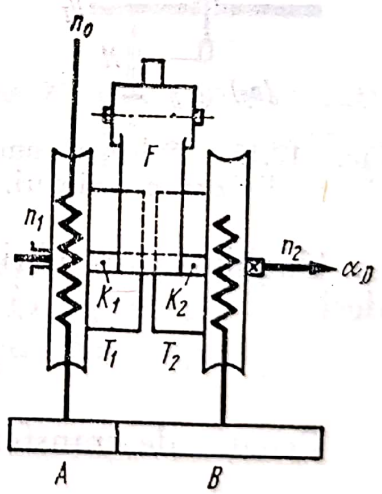


Fig. 10.12. Mecanism reglabil pentru furnizarea de unghiuri α_D constante.

10.5. CAPETE ŞI PLATOURI DIVIZOARE

Obţinerea unei game largi de divizări z_D, cu trecerea uşoară de la un număr z_D la altul şi cu siguranţa efectuării corecte a divizării, în special pe maşinile-unelte de frezat universale, a condus

la construcția capetelor și a platourilor divizoare, ca accesorii ale acestor mașini.

Funcție de modul de reglare, ele se grupează în:

— cu discuri;
— cu roți;
— optice.

a. **Capete divizoare cu discuri.** Capul divizor cu discuri constă dintr-un angrenaj cu melc-roată melcată z_1, z_2 (fig. 10.13), melcul solidar cu axul *I* putînd fi rotit cu maneta *M*. Roata melcată este solidară cu axul *II* la capătul din dreapta a acestuia, putînd fi fixată piesa în universal sau între vîrfuri.

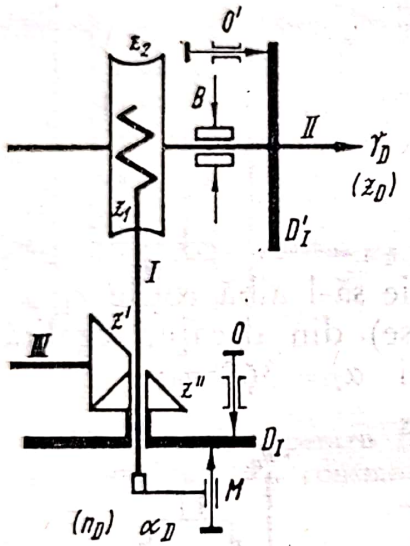


Fig. 10.13. Schema unui cap divizor cu discuri.

Mărimea de intrare, unghiul α_D, se obține prin rotirea manetei în fața discului de indexare D_I fixat prin opritorul O, care posedă, dispuse pe un cerc, un număr n_D de găuri, astfel încît distanța dintre două găuri determină un unghi la centru

$$\varphi_D = \frac{360}{n_D}.$$

Unghiul α_D se obține *trecînd* peste un număr oarecare de găuri, deci:

$$\alpha_D = k_D \varphi_D = k_D \frac{360}{n_D}.$$

Ecuația de transfer va fi

$$i_T = \frac{\gamma_D}{\alpha_D} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Funcție de numărul de diviziuni z_D ce urmează a fi realizat, mărimea de ieșire este

$$\gamma_D = \frac{360^\circ}{z_D},$$

astfel că înlocuind pe γ_D și α_D în ecuația de transfer ea devine

$$\frac{n_D}{z_D k_D} = \frac{z_1}{z_2},$$

sau

$$\frac{k_D}{n_D} = \frac{C_D}{z_D},$$

formulă folosită curent în atelier pentru divizarea indirectă în care:

k_D este numărul de găuri peste care se trece cu maneta;
n_D — numărul de găuri de pe unul din cercurile discului;
C_D — constanta capului divizor (invesul raportului de transmitere);
z_D — numărul de diviziuni dorit a fi obţinut.

Capetele divizoare cu discuri mai sînt dotate cu un disc D_I' fixat direct pe axul II, posedînd un număr de 12 sau 24 găuri, ceea ce permite realizarea *divizării directe* prin rotirea discului (şi deci şi a piesei) în faţa opritorului O' peste k_D' găuri din cele n'_D ale discului.

Formula de calcul va fi identică cu precedenta, însă constanta C_D va fi egală cu unitatea.

$$\frac{k'_D}{n'_D} = \frac{1}{z_D}.$$

Între axul *II* şi axul *III*, care prin roţile z' şi z'' poate roti discul de indexare D_I, se pot monta roţile A_1 şi B_1 pentru realizarea *divizării diferenţiale*, pentru cazurile în care divizarea directă nu este posibilă.

b. **Condiţia divizibilităţii.** Realizarea divizării directe constă în a putea realiza practic mutarea discului peste k_D' găuri ale cercului avînd n_D' găuri, mărimea acestuia rezultînd din expresia precedentă

$$k' = \frac{n'_D}{z_D}.$$

Cum toate numerele din această egalitate sînt numere întregi, ea reprezintă o *divizare* în sensul matematic al acesteia, şi ca urmare *deîmpărţitul* n_D' *trebuie să conţină toţi factorii primi ai împărţitorului* z_D *cu exponenţii mai mari sau egali.*

Se consideră că n_D' se poate exprima

$$n'_D = a^x b^y c^z,$$

în care a, b şi c sînt factorii săi primi, iar x, y, z exponenţii respectivi; divizarea directă în z_D părţi este posibilă numai în cazul în

care z_D are o parte sau toți factorii primi a, b și c cu exponenții respectivi mai mici sau cel mult egali cu x, y, z.

Astfel, în cazul frecvent întîlnit în care numărul de găuri n'_D al discului este 12,

$$n'_D = 12 = 2^2 \cdot 3,$$

divizările posibile vor fi $z_D = 2$, 3, 4, 6 și 12.

În cazul *divizării indirecte*, rezultă

$$k_D = \frac{C_D n_D}{z_D},$$

deci deîmpărțitul este mult mai mare, pentru un același n_D, datorită intervenției constantei C_D a capului divizor.

Avînd în vedere condiția de divizibilitate, pentru a se putea realiza un număr cît mai mare de divizări z_D care eventual au și alte numere prime decît n_D, va trebui ca aceștia să fie conținuți în constanta C_D. La capetele divizoare cu discuri, $C_D = 40$, iar la majoritatea platourilor divizoare cu discuri, $C_D = 120$.

În primul caz,

$$C_D = 40 = 2^3 \cdot 5,$$

iar în al doilea caz,

$$C_D = 120 = 2^3 \cdot 3 \cdot 5,$$

ceea ce mărește foarte mult numărul de divizări posibile folosind același disc cu $n_D = 12$ găuri.

O importanță deosebită în formarea deîmpărțitului o are și numărul de găuri n_D, prin factorii primi pe care îi aduce. Din această cauză, discurile divizoare au mai multe rînduri de cercuri cu găuri, ale căror numere n_D conțin toate numerele prime de la 1 la 50 sau la 60.

Prin divizarea indirectă se pot realiza foarte multe divizări z_D, totuși rămîn imposibil de realizat două categorii de numere z_D, și anume:

— cele care au factori primi mai mari de 50 (respectiv 60) ca, de exemplu, 53, 59, 61, 67, 73, 79, 83, 89, 97, 101 ... și

— cele care au factori primi cu exponenți mai mari decît cei ai produsului $C_D n_D$ ca, de exemplu, $81 = 3^4$, $121 = 11^2$, $125 = 5^3$; $162 = 2 \times 3^4$ ...

Pentru aceste numere z_D se folosește divizarea diferențială.

c. **Divizarea diferențială.** Din cauze tehnico-economice, numărul de discuri divizoare și al cercurilor cu găuri este limitat, ceea ce limitează posibilitatea de folosire a capului divizor. Mărirea

posibilităţilor sale de divizare se obţine prin introducerea roţilor de schimb A_1 şi B_1, care, primind mişcarea de la axul *II* (fig. 10.14), transmit prin angrenajul z'/z'' o mişcare de rotaţie discului D_I, opritorul O fiind scos.

În acest mod, urmărind cu maneta M efectuarea rotaţiei de unghi α'_D în timp ce discul însuşi se roteşte de unghiul α''_D se obţine în realitate o rotaţie de unghi

$$\alpha_D = \alpha'_D \pm \alpha''_D,$$

semnul $\pm$ depinzînd de sensul de rotaţie al discului în raport cu cel al manivelei.

Întrucît

$$\alpha_D = 360^\circ \frac{k_D}{n_D},$$

rezultă că α'_D ca şi α''_D se pot exprima similar, de unde

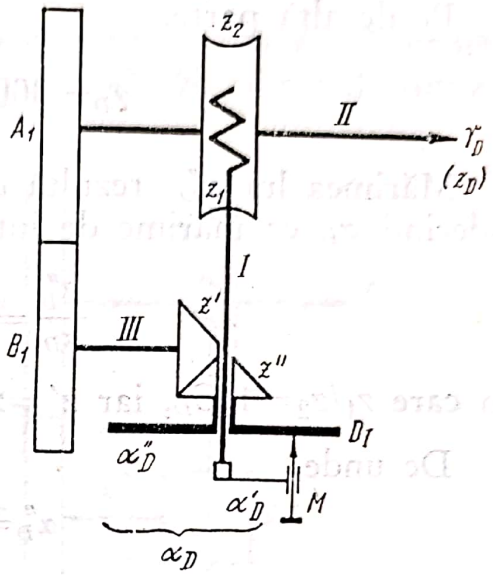


Fig. 10.14. Divizarea diferenţială pe capul divizor cu discuri.

$$\frac{k_D}{n_D} = \frac{k'_D}{n'_D} \pm \frac{k''_D}{n''_D}$$

şi, ca urmare,

$$\frac{k'_D}{n'_D} \pm \frac{k''_D}{n''_D} = \frac{C_D}{z_D}.$$

Din punct de vedere matematic, egalitatea de mai înainte constă în a găsi două fracţii în numere întregi, a căror sumă să fie egală cu a fracţiei C_D/z_D cunoscută, problemă cu o infinitate de soluţii însă foarte greu de rezolvat practic în condiţiile de atelier.

Se consideră expresia unghiului α_D care trebuie realizat

$$\alpha_D = \alpha'_D \pm \alpha''_D$$

şi punînd condiţia să se realizeze α'_D cu ajutorul manetei în faţa discului divizor, va rezulta că

$$\pm \alpha''_D = \alpha_D - \alpha'_D.$$

Mărimea α'_D este la liberă alegere, ceea ce înseamnă că, rotind manivela de acest unghi, se va realiza o divizare într-un număr oarecare de părţi z_x. Deci, practic se alege acest z_x, realizabil cu numerele n_D de găuri ale discurilor existente.

Scanned with OKEN Scanner

Ca urmare, se poate scrie

$$\alpha'_D = 360° \frac{k'}{n'_D} = 360° \frac{C_D}{z_x}.$$

Pe de altă parte,

$$\alpha_D = 360° \frac{k_D}{n_D} = 360° \frac{C_D}{z_D}.$$

Mărimea lui α''_D rezultă din lanțul cinematic (fig. 10.14), considerînd α_D ca mărime de intrare

$$\frac{\alpha''_D}{\alpha_D} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{A_1}{B_1} \cdot \frac{z'}{z''},$$

în care $z_1/z_2 = 1/C_D$, iar $z' = z''$.

De unde

$$\alpha''_D = \frac{1}{C_D} \cdot \frac{A_1}{B_1} \cdot \alpha_D.$$

Înlocuind pe α_D prin expresia precedentă și introducînd în egalitatea inițială, după unele operații, rezultă

$$\pm \frac{A_1}{B_1} = \frac{C_D}{z_x} (z_x - z_D),$$

adică formula de calcul a roților A_1 și B_1.

Ca urmare, la divizarea diferențială, operația constă în efectuarea unei divizări în z_x părți, determinată prin

$$\frac{k'}{n'_D} = \frac{C_D}{z_x},$$

în fața discului care se rotește datorită roților A_1 și B_1.

d. **Capete divizoare cu roți.** Realizarea lui α_D constant pentru oricare γ_D prezintă avantajul eliminării posibilității de eroare în manevrarea manetei M, ceea ce a condus la construcția capului divizor cu roți și α_D constant (fig. 10.15).

Din schemă, rezultă

$$\frac{y_e}{y_i} = \frac{\gamma_D}{\alpha_D} = \frac{A_0}{B_0} \cdot \frac{z_1}{z_2}.$$

De unde

$$\frac{A_0}{B_0} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\gamma_D}{\alpha_D}.$$

Dar $z_2/z_1 = C_D$, $\gamma_D = 360/z_D$ şi $\alpha_D = 360/n_D$, astfel că roţile de schimb pentru divizare se determină cu formula

$$\frac{A_0}{B_0} = \frac{C_D}{z_D} n_D.$$

La aceste capete divizionare, n_D (numărul de rotaţii al manetei) se ia egal cu unitatea (sau egal cu 2 sau 4). Numărul de divizări

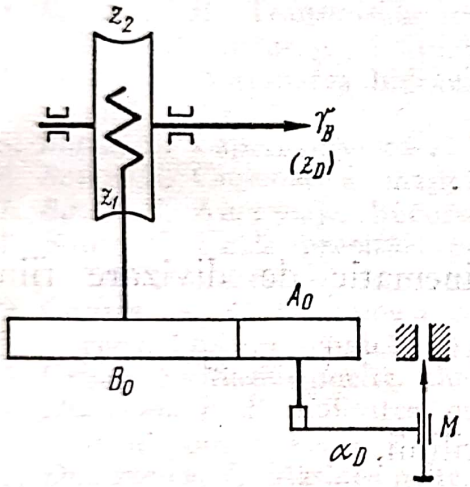


Fig. 10.15. Cap divizor cu roţi.

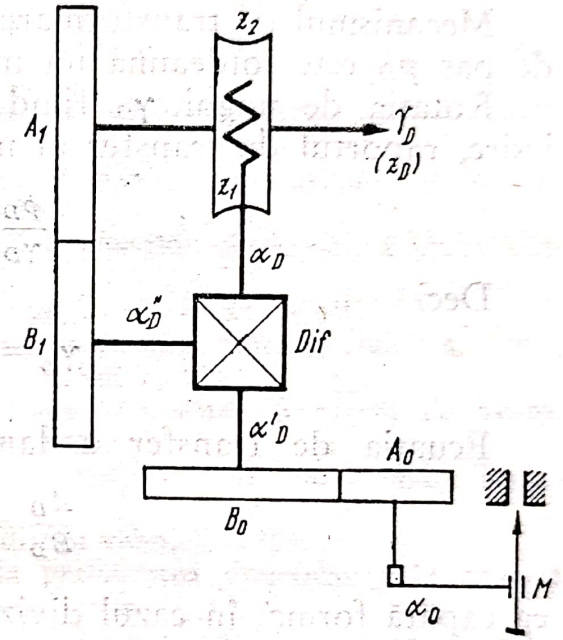


Fig. 10.16. Divizarea diferenţială pe capul divizor cu roţi.

posibile este limitat de trusa de roţi de schimb A_0, B_0 disponibilă. Pe de altă parte, se poate remarca că, pentru z_D număr prim, roata B_0 trebuie să aibă acelaşi număr prim de dinţi sau un multiplu al acestuia, ceea ce măreşte trusa de roţi de schimb.

Divizarea diferenţială rezolvă această problemă ca şi în cazul capetelor divizoare cu discuri (fig. 10.16), realizînd unghiul α_D din însumarea (algebrică) a unghiului α'_D, obţinut din α_0 cu roţile A_0 şi B_0, cu unghiul α''_D, obţinut prin roţile A_1 şi B_1.

Această însumare implică utilizarea unui diferenţial (Dif.), a cărui prezenţă introduce în formula de calcul raportul său de transmitere.

Printr-o construcţie judicioasă, acesta este eliminat, aşa încît formula de calcul este identică cu a capului divizor cu discuri. În genere însă, acest gen de cap divizor nu a căpătat o mare extindere.

10.6. DIVIZAREA RECTILINIE

Deplasările rectilinii de mărime p_D constantă și foarte precisă sînt necesare, de exemplu, la prelucrarea danturilor cremalierelor, a danturilor pe mașinile de rectificat danturi, pe mașinile Maag etc.

În acest scop se folosesc lanțuri cinematice de divizare, de obicei cu α_D constant și γ_D variabil, acesta din urmă fiind transformat într-o deplasare rectilinie de mărime p_D.

Mecanismul de transformare a rotației de unghi γ_D în translație de pas p_D este totdeauna un mecanism cu șurub-piuliță de pas p.

Rotația de unghi γ_D fiind mărimea de intrare și p_D cea de ieșire, raportul de transfer al mecanismului va fi

$$\frac{p_D}{\gamma_D}=\frac{p}{360^\circ}.$$

Deci

$$\gamma_D=360\,\frac{p_D}{p}.$$

Ecuația de transfer a lanțului cinematic de divizare fiind

$$\frac{A_D}{B_D}=C_D\,\frac{\gamma_D}{\alpha_D},$$

ea capătă forma, în cazul divizării rectilinii,

$$\frac{A_D}{B_D}=C_D\,\frac{p_D}{p}\,n_D.$$

deoarece $\alpha_D=360/n_D$. În majoritatea cazurilor $n_D=1$, rotația α_D fiind de 360°.

La prelucrarea danturilor, pasul p_D este funcție de π, din care cauză și pasul p al șurubului conducător se construiește ca funcție de π, astfel încît atît calculul roților A_D și B_D se face mai ușor, și erorile de pas datorite numărului zecimal π se reduc (teoretic se elimină) la eroarea de execuție a pasului șurubului conducător, eroare constantă pentru oricare p_D.

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

BIBLIOGRAFIE

1. *Acerkan, N. S.* **Calculul şi construcţia maşinilor-unelte** (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1955.
2. *Artobolevski, I. I.* **Teoria mecanismelor şi maşinilor** (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1955.
3. *Başta, T. M.* **Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor** (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1961.
4. *Botez, E.* **Acţionarea hidraulică a maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1955.
5. *Botez, E.* **Capete divizoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
6. *Botez, E.* **Cinematica maşinilor-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1961.
7. *Botez, E.* **Angrenaje.** Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
8. *Botez, E.* **Unele precizări privind noţiunea de avans şi viteză de avans.** În: „Construcţia de maşini", nr. 5, 1965.
9. *Caşirin, A. A.* **Tehnologia construcţiei de maşini** (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1953.
10. *Crişan, S.* **Maşini-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
11. *Diacenko, P. E.* **Calitatea suprafeţei la prelucrarea metalelor prin copiere** (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1954.
12. *Diaconescu, I.* **Maşini-unelte.** Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1959.
13. *Duca, Z.* **Aşchierea metalelor.** Bucureşti, Litogr. învăţămîntului, 1956.
14. *Etin, A. O.* **Kinematicescii analiz metodov obrabotki metallov rezaniem.** Moskva, Izdatelstvo maşinostroenia, 1964.
15. *Fedotenko, A. A.* **Kinematiceskie sviazi v metallorejuşih stankah.** Moskva, Maşghiz, 1960.
16. *Gavrilov, A. N.* şi *Kurapov, A. N.* **Cerinţele actuale privind precizia maşinilor-unelte.** „Vestnik Maşinostroenia", 1961. În: Buletinul construcţiilor de maşini", I.D.T., febr., 1962.
17. *Gokun, V. B.* **Bazele tehnologice ale proiectării maşinilor** (trad. din l. rusă), Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
18. *Granovski, G. I.* **Kinematika rezaniia.** Moskva, Maşghiz, 1948.
19. *Harizomenov, I. V.* **Acţionarea electrică a maşinilor-unelte** (trad. din l. rusă), Bucureşti, Editura tehnică, 1960.
20. *Hine, R. C.* **Machine Tools for Engineers.** Mc Graw Hill, N. Y. 1959.
21. *Königsberger, F.* **Design principles of Metal-cutting machine Tools.** Pergamon Press, Oxford, 1964.
22. *Kuker, A. M.* **Metallorejuşih stanki.** Malghiz, 1964.
23. *Lăzărescu, I.* **Proiectarea sculelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1963.
24. *Maroş, D.* **Cinematica roţilor dinţate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
25. *Metral, R. A.* **La machine-outil.** Dunod, Paris, 1953.
26. *Moldovan, C.* ş. a. **Maşini-unelte de copiat.** Bucureşti, Editura thenică, 1962.

Scanned with OKEN Scanner

TABLA DE MATERII

Prefaţă 5

1. Piesa şi suprafeţele ei 11

1.1. Caracterul funcţional al piesei şi al suprafeţelor ei 11
a. Piesa 11
b. Scopul funcţional al piesei 11
c. Suprafeţele piesei şi caracterul funcţional al acestora 13
1.2. Reprezentarea suprafeţelor 16
a. Perspectiva 16
b. Geometria descriptivă 18
c. Desenul tehnic 21

2. Generarea teoretică a suprafeţelor 23

2.1. Geometria generării 23
a. Suprafaţa teoretică 23
b. Generarea suprafeţei teoretice 23
2.2. Generatoarea 27
a. Curba generatoare 27
b. Generatoarea materializată 28
c. Generatoarea cinematică 31
d. Generatoarea programată 35
2.3. Directoarea 36
a. Curba directoare 36
b. Directoarea cinematică 36
c. Directoarea materializată 42
d. Directoarea programată 43
2.4. Generarea unor suprafeţe (geometrice) 43
a. Suprafaţa plană 43
b. Suprafeţe cilindrice şi de revoluţie 46
c. Suprafeţe complexe 49

3. Generarea suprafeţelor reale 55

3.1. Definirea suprafeţei reale a piesei 55
a. Suprafaţă şi profil 55
b. Abateri de la formă şi poziţie 56
c. Rugozitatea suprafeţei 57

3.2. Generatoarea reală 57
a. Generatoarea materializată 57
b. Generatoarea cinematică 59
c. Generatoarea înfăşurătoare 61
3.3. Directoarea reală 62
a. Directoarea cinematică punctiformă 62
b. Directoarea înfăşurătoare 62
c. Directoarea transpusă prin rulare 65
d. Directoarea materializată 65
e. Curbele generatoare şi directoare programate 65
3.4. Cinematica procesului de aşchiere 66
a. Procesul de aşchiere 66
b. Ciclul tehnologic 67
c. Ciclul cinematic 71
3.5. Viteza de aşchiere 75
a. Viteza tehnologică de aşchiere 75
b. Viteza reală de aşchiere (cinematică) 77
3.6. Avansul şi viteza de avans 82
a. Cele trei avansuri *s*, *t* şi *u* 82
b. Avansul în coordonate polare 88
c. Viteza de avans 89

4. Teoria lanţurilor cinematice generatoare 91

4.1. Lanţurile cinematice ale maşinilor-unelte 91
a. Definirea lanţului cinematic generator 91
b. Clasificarea lanţurilor cinematice generatoare 94
4.2. Mecanismul şi caracteristicile sale 96
a. Raportul şi ecuaţia de transfer 96
b. Raportul de variaţie al mărimilor de ieşire 101
c. Raportul de reglare al mecanismului 102
d. Raportul total de reglare al mecanismului 103
4.3. Caracteristicile lanţului cinematic generator 104
a. Raportul şi ecuaţia de transfer ale lanţului cinematic 104
b. Raportul de variaţie al mărimilor de ieşire din lanţul cinematic 107
c. Raportul de reglare al lanţului cinematic 107
4.4. Asociaţii de lanţuri cinematice generatoare 109
a. Secţionarea cinematică 111
b. Legarea cinematică în serie 112
c. Legarea pseudocinematică în paralel 113
d. Legarea cinematică în paralel 114
e. Legarea cinematică în serie-paralel 116
f. Legarea cinematică în paralel-serie 118

5. Lanţuri cinematice tehnologice 119

5.1. Lanţuri cinematice principale 119
a. Definire 119
b. Mărimea de ieşire a lanţului cinematic principal 120
c. Structura lanţului cinematic principal 122

Scanned with OKEN Scanner

d. Ultimul mecanism al lanţului cinematic principal 126
e. Particularizarea raportului de variaţie R_{xi} 128
f. Mecanismul de reglare al lanţului cinematic principal. Variatorul 130
g. Caracteristicile variatorului din lanţul cinematic principal . . 132
5.2. Lanţuri cinematice de avans 134
a. Definire 134
b. Mărimea de ieşire din lanţul cinematic de avans 135
c. Structura lanţului cinematic de avans 136
d. Ultimul mecanism al lanţului cinematic de avans 138
e. Mecanismul de reglare 139
f. Mecanismul de fracţionare a mişcării 141
g. Lanţuri cinematice de avans, realizate cu mecanisme de naturi diferite 143

6. Lanţuri cinematice de filetare 147

6.1. Filetul şi caracteristicile sale 147
a. Filetul 147
b. Caracteristicile geometrice ale filetului 147
6.2. Geometria elicei 149
6.3. Cinematica generării elicei 153
a. Realizarea cinematică a elicei 153
b. Limitele vitezelor v_T şi v_A 156
6.4. Lanţul cinematic de filetare 158
a. Structură. Ecuaţia de transfer 158
b. Raportul de reglare 163
c. Mecanismele de reglare 164
6.5. Filetarea cu directoare materializată 167

7. Lanţuri cinematice de detalonare 170

7.1. Detalonarea 170
7.2. Geometria curbelor de detalonare 172
a. Detalonarea radială 172
b. Detalonarea oblică şi frontală 173
c. Detalonarea pe elice 175
d. Detalonarea cu avans 178
7.3. Cinematica traiectoriei de detalonare 178
a. Detalonarea radială 178
b. Detalonarea frontală 180
c. Detalonarea oblică şi pe elice 180
7.4. Directoarea detalonării sculelor cu z_p dinţi 182
a. Forma teoretică 183
b. Forma reală 184
7.5. Frecvenţa repetării traiectoriei directoare 185
7.6. Structura lanţului cinematic de detalonare 188
a. Structură. Ecuaţia de transfer. Reglare 189
b. Reglarea la detalonarea pe elice. Formula generală . . . 192

Scanned with OKEN Scanner

7.7. Mecanismele de reglare 193
a. Reglarea mărimii h_k 193
b. Calculul roţilor A_D/B_D 195
c. Utilizarea linealului 198

8. Lanţuri cinematice de rulare 201

8.1. Rularea 201
a. Definire 201
b. Mecanica rulării 201
8.2. Curbele cicloidale 204
a. Epicicloida 204
b. Rularea cu axe fixe 209
c. Alte curbe cicloidale 210
8.3. Evolventa 212
a. Geometria evolventei 212
b. Cinematica generării evolventei 213
c. Generarea prin rulare a altor curbe generatoare 219
8.4. Rularea spaţială 220
8.5. Structură şi reglare 221
a. Structura lanţului cinematic de rulare 221
b. Reglarea în cazul rulării între două cercuri 222
c. Reglarea în cazul rulării între o dreaptă şi un cerc . . . 224
d. Rularea între un plan şi un cilindru 229
e. Repetarea profilului 229

9. Lanţuri cinematice de copiere 233

9.1. Copierea 233
a. Generarea suprafeţelor complexe 233
b. Mărimea de intrare şi generarea ei 234
c. Definirea copierii 235
d. Avansurile de copiere 236
e. Procesul copierii 237
9.2. Structura şi elementele lanţurilor cinematice de copiere . . . 239
a. Structură 239
b. Sesizorii 242
c. Portprogramul 243
9.3. Ecuaţia de transfer 245
a. Sisteme deschise şi închise 245
b. Ecuaţia de transfer 246
9.4. Sisteme de lanţuri cinematice de copiere 247
a. Copierea mecanică 247
b. Copierea hidraulică 252
c. Copierea electrică 255
d. Umerii drepţi şi scăparea de pe contur 257

Scanned with OKEN Scanner

10. Lanţuri cinematice de divizare 260

10.1. Divizarea 260
10.2. Structură şi reglare 262
a. Structură 262
b. Reglare 263
c. Analiza formulei de reglare 264
10.3. Lanţuri cinematice pentru γ_D constant ($z_D = Ct$) 266
a. Ecuaţia de reglare 266
b. Mecanisme diverse 267
10.4. Lanţuri cinematice pentru γ_D variabil ($z_D \neq Ct$) 271
a. Ecuaţia de reglare 271
b. Mecanisme pentru obţinerea lui α_D 272
10.5. Capete şi platouri divizoare 273
a. Capete divizoare cu discuri 274
b. Condiţia divizibilităţii 275
c. Divizarea diferenţială 276
d. Capete divizoare cu roţi 278
10.6. Divizarea rectilinie 280

Bibliografie 281

Redactor responsabil: ing. VICTORIA POPESCU
Tehnoredactor: ELLY GORUN

Dat la cules 19.10.1965. Bun de tipar 17.02.1966. Apărut 1966. Tiraj 3000+140+20 legate. Hîrtie velină de 63 g/m², 610×860/16. Coli editoriale 16,73. Coli de tipar 18. A. 14.218/1965. C. Z. pentru bibliotecile mari 621.9.016. C. Z. pentru bibliotecile mici 621.

Tiparul executat la Întreprinderea poligrafică Sibiu, str. N. Bălcescu nr. 17 — Republica Socialistă România

Scanned with OKEN Scanner

AU APĂRUT :

Buzdugan Gh.

MĂSURAREA VIBRAȚIILOR MECANICE

256 pag. 18 lei.

*

Diaconescu I., Sîrbu C.

TEHNOLOGIA PRELUCRĂRII PRIN AȘCHIERE

384 pag. 23,50 lei.

Lei 19

Scanned with OKEN Scanner